

MINISTERUL ENERGIEI ELECTRICE

**NOTE TEHNICE
PENTRU CENTRALELE ELECTRICE**

POMPE ȘI VENTILATOARE

OFICIUL DE DOCUMENTARE ȘI PUBLICAȚII TEHNICE

BUCUREȘTI 1968

Coordonator : D.G.P.T.E.E. - ing.St.Hotopoleanu
Luorare adaptată de ing.P.Iftime

MINISTERUL ENERGIEI ELECTRICE

POMPE ȘI VENTILATOARE

OFICIUL DE DOCUMENTARE ȘI PUBLICAȚII TEHNICE

București - 1968

C U P R I N S

Pag.

Partea întâi - POMPE

I. INTRODUCERE	5
II. RECAPITULAREA NOȚIUNILOR DE FIZICA	6
III. TEORIA ELEMENTARA A POMPELOR CENTRIFUGE	13
IV. DEFINIȚII ȘI GENERALITAȚI ASUPRA FUNCȚIONARII POMPELOR	24
V. POMPE VOLUMETRICE	32
VI. POMPE CENTRIFUGE	47

Partea a doua - VENTILATOARE

I. INTRODUCERE	57
II. DEFINIȚII ȘI CARACTERISTICI ALE VENTILATOARELOR	57
III. TEHNOLOGIA VENTILATOARELOR	66

P a r t e a i n t r i

P O M P E

I. INTRODUCERE

În zilele noastre pompele sînt organe mecanice cu utilizări foarte curen-te.

Ele asigură funcții foarte diverse și sînt auxiliare indispensabile ale unui mare număr de instalații industriale.

În centralele termice, cîmpul lor de aplicație este de asemenea foarte întins. De exemplu, pentru un bloc de 315 MW se dispune de peste 50 pompe și între altele de următoarele pompe:

Denumire	Debit	Natura fluidu- lui	Tempe- ratura	Înălțimea de ridicare în metri	Puterea motoru- lui	Viteza de rotație
Pompe de alimentare	200 t/h	apă	150°C	1700 m	1325 kW	4580 rot/min
Pompe de extracție	380 t/h	apă	25 la 40°C	200 m	310 kW	1450 rot/min
Pompe de circulație	18000 t/h	apă	10 la 20°C	12 m	810 kW	420 rot/min
Pompe pentru combustibil (păcură)						

Problema pompaului se reduce totdeauna la aceea a transferului unui lichid dintr-un rezervor (A) într-un rezervor (B), din care unul este situat la un nivel jos (sau supus unei presiuni slabe) și plesat în "amonte", adică de partea aspirației pompei, celălalt situat la un nivel ridicat (sau supus unei presiuni ridicate), găsindu-se în "aval", adică în partea de refulare a pompei.

Exemplu:

- pompă alimentînd un rezervor situat la un nivel ridicat (pompa unui castel de apă);
- pompă alimentînd un rezervor sub o presiune mai mare (rezervorul u-nui degazor).

Transferul fluidului poate fi obținut:

- 1) fie prin pompe centrifuge (sau derivate din acestea din urmă: eli-co-centrifuge și pompe axiale);
- 2) fie prin pompe volumetrice.

Alegerea între o pompă centrifugă și o pompă volumetrică rezultă din considerații ca: randament, preț de cost, condiții de instalare, ancombrament și în sfîrșit de natură fluidului pompat.

Foarte aproximativ pot fi fixate, după cum urmează, limitele de utilizare a diverselor tipuri de pompe.

1) Pompe "centrifuge": debit și presiune medii.

(Exemplu: pompe la postul de apă de extracție, de condensat secundar etc).

2) Pompe "elico-centrifugale" și "elicooidale": debit mare, înălțime mică de refulare.

(Exemplu: pompa de circulație a condensatorului).

3) Pompe "volumetrice": debit redus, presiune mare, lichid cu vâscozitate ridicată.

(Exemplu: pompa pentru injecția reactivului în circuitul de apă al cazanului, cum sînt cele de hidrazină și fosfat).

Studiul pompelor centrifuge necesită reamintirea unui anumit număr de noțiuni, al căror rezumat figurează în primul capitol al acestei fascicule.

Al doilea capitol tratează despre teoria mașinilor centrifuge, în timp ce al treilea capitol este rezervat definițiilor și problemelor proprii pom-pajului.

Ultimele două capitole (IV și V) sînt consacrate tehnologiei pompelor volumetrice și pompelor centrifuge.

II. RECAPITULAREA NOȚIUNILOR DE FIZICA

Înainte de a aborda principiul de funcționare a mașinilor centrifuge (pompe și ventilatoare), este necesar să se reamintească aici cîteva noțiuni de bază:

1. Noțiunea de forță,
2. Noțiunea de vector,
3. Noțiunea de viteză,
4. Noțiunea de energie.

1. NOȚIUNEA DE FORȚĂ

1.1. Forță

Se numește forță orice cauză capabilă să provoace deplasarea unui corp sau să-l deformeze (fig.1).

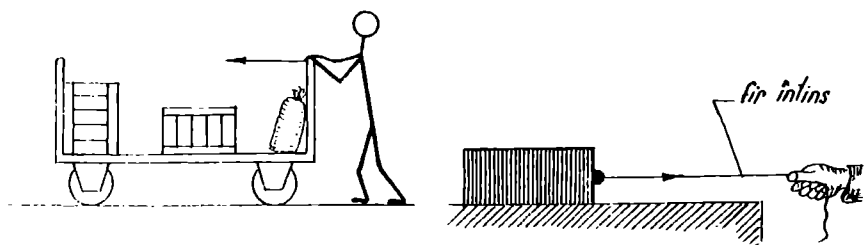


Fig.1

O forță este definită de:

- punctul său de aplicare (extremitatea firului întins sau a căruciorului);

- direcția sa și sensul său (sensul deformației sau al deplasării);
- mărime, care este măsurabilă, fiind proporțională cu deformația sau cu deplasarea.

1.2. Efectele forțelor. Legea fundamentală a dinamicii

Uneori forțele pun corpurile în mișcare; efectele lor sînt atunci dinamice. Alteori ele nu produc nici o deplasare sau deformații oît de mici, înoît sînt invizibile ou ochiul liber; atunci efectele lor sînt denumite statice.

O forță constantă ca mărime, direcție și sens, transmite corpului mobil, sub singura lui acțiune, o accelerație constantă de aceeași direcție și de același sens ou aceeași forță.

Legea dinamicii

O aceeași forță constantă ca direcție, sens și mărime, transmite unor corpuri ou mase diferite, accelerații inverse proporționale ou aceste mase:

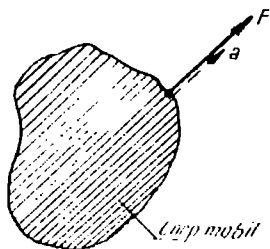


Fig. 1, a

$$F = M \times a \text{ sau } a = \frac{F}{M}$$

M exprimă masa corpului (adică cantitatea de materie care îl constituie),

a exprimă accelerația mișcării.

Amintim că în cazul gravitației, a este înlocuit de g ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).

Atențiune: a nu se confunda masa (cantitatea de materie a corpului) ou greutatea corpului (forța exercitată asupra talerului unei balanțe).

$$M = \frac{P}{g} \text{ exprimat în kgf}$$

g exprimat în m/s^2 .

1.3. Presiunea

Presiunea exprimă prin definiție forța raportată la unitatea de suprafață.

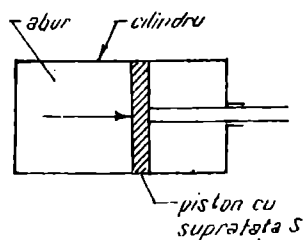


Fig. 1, b

$$P = \frac{F}{S}$$

F fiind forța exercitată de abur,

S fiind suprafața pistonului.

O presiune se evaluează în bari sau kgf/m^2 , kgf/cm^2 sau printr-o înălțime de coloană de lichid a cărei secțiune este de un cm^2 .

Astfel, 1,013 bar reprezintă presiunea atmosferei la nivelul mării, ceea ce echivalează ou o coloană de apă de 10,33 m.

1.4. Forța centrifugă

Derapajul epre exterior al unui automobil care ia un viraj în viteză mare se datorează existenței unei forțe denumite "forță centrifugă".

Această forță se manifestă pentru toate corpurile în rotație; expresia ei este următoarea:

$$F = M \cdot \omega^2 \cdot R$$

M = masa corpului, $M = \frac{P}{g}$;

R = distanța ce separă centrul de gravitate al corpului de axa de rotație;

ω = viteza unghiulară exprimată în radiani pe secundă ($360^\circ = 2\pi$ radiani).

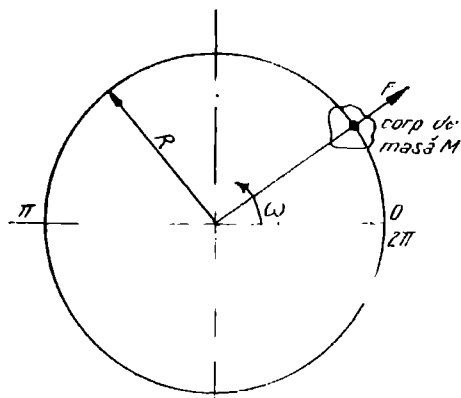


Fig.1,c



Fig.1,d

Se reamintește că radianul (simbol r) este unghiul la centru a 2 raze, care delimitează pe o circumferință un arc de lungime egală cu raza.

2. NOȚIUNEA DE VECTOR

2.1. Un vector permite de a materializa orice mărime fizică care are:

- un punct de aplicare (A)
- o direcție și un sens (dreapta AB)
- o mărime (lungimea segmentului de dreaptă AB)



$\overrightarrow{AB}$ se citește vector AB.

O forță poate fi reprezentată printr-un vector, pentru că ea este definită de:

- punctul ei de aplicare,
- direcția și sensul ei,
- mărimea ei (fig.2).

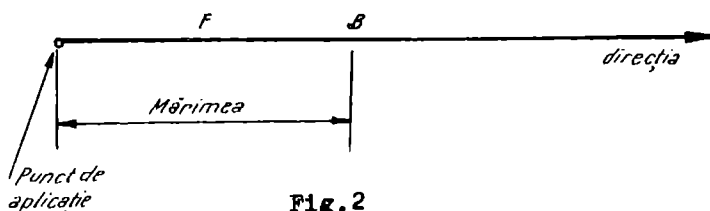


Fig.2

Forța F poate fi reprezentată de vectorul $\overrightarrow{AB}$.

2.2. Compunerea forțelor (compunerea vectorilor)

- 2 vectori $\overrightarrow{AB}$ și $\overrightarrow{AC}$, având aceeași direcție, același sens și aplicate într-un același punct se adună, suma (rezultanta) lor este echivalentă cu vectorul $\overrightarrow{AD}$ (lungimea $AB =$ lungimea CD).

- 2 vectori $\overrightarrow{AC}$ și $\overrightarrow{AB}$, de aceeași direcție și de sensuri opuse, aplicate

într-un același punct se adună algebric, suma lor este echivalentă cu vectorul $\overrightarrow{AD}$.

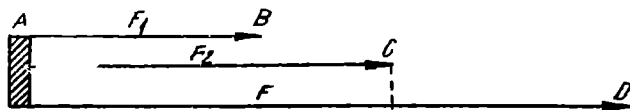


Fig. 3

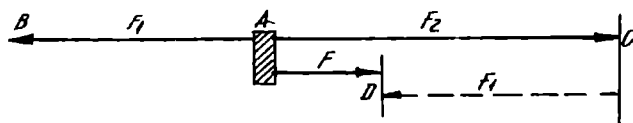


Fig. 4

- 2 vectori $\overrightarrow{F_1}$ și $\overrightarrow{F_2}$ de direcții și sensuri oarecare pot fi înlocuiți printr-un vector rezultatant $\overrightarrow{F}$ aplicat în același punct, a cărui mărime, direcție și sens sînt definite de construcțiile geometrice de mai jos:

- Primul exemplu: vectori formînd un unghi drept.

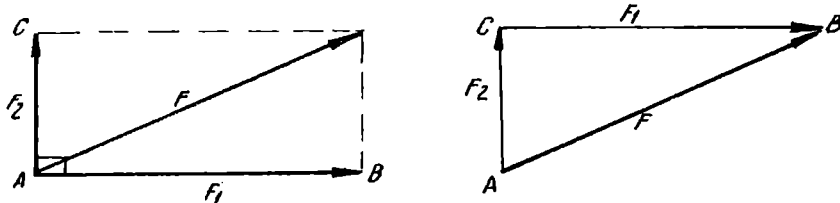


Fig. 5

Vectorul $\overrightarrow{F}$ este obținut făcînd suma geometrică a vectorilor $\overrightarrow{F_1}$ și $\overrightarrow{F_2}$ (triunghi dreptunghiular).

- Al doilea exemplu:

a) compunerea a doi vectori (formînd un unghi oarecare) - fig.6 -.

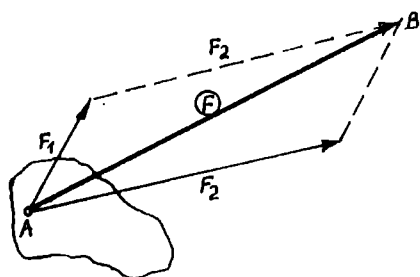


Fig. 6

Pentru a realiza această construcție, este suficient să se traseze la extremitatea unuia din vectori, de ex. ($\overrightarrow{F_1}$), un vector paralel și egal în mărime cu al doilea ($\overrightarrow{F_2}$), apoi să se unească originea A a primului cu extremitatea B a celui de-al doilea. $\overrightarrow{F}$ este rezultatanta lui $\overrightarrow{F_2}$ și $\overrightarrow{F_1}$.

b) compunerea a trei vectori - fig.7 -.

$$\vec{F} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_3$$

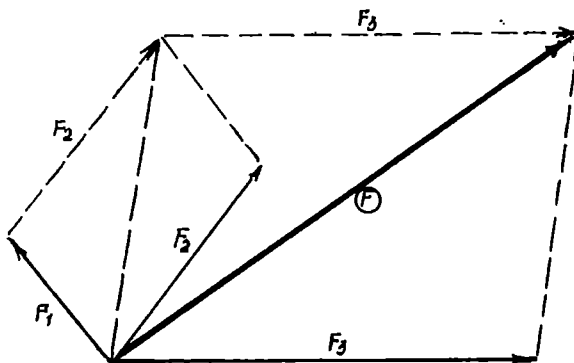


Fig. 7

2.3. Descompunerea vectorilor

Este bine să se înlocuiască un singur vector prin doi vectori concurenți, realizând construcția inversă precedentelor.

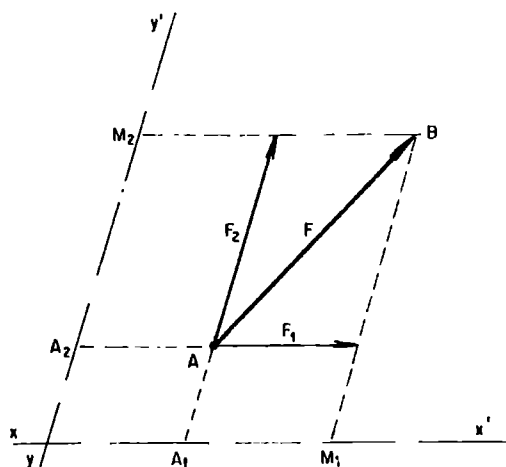


Fig. 8

Fie de descompus vectorul $\vec{F}$ în doi vectori, după direcțiile XX' și YY' . Pentru aceasta este suficient să se traseze la extremitățile A și B ale lui $\vec{F}$ paralele la axele XX' și YY' . Lungimile AM_1 și AM_2 dau mărimile

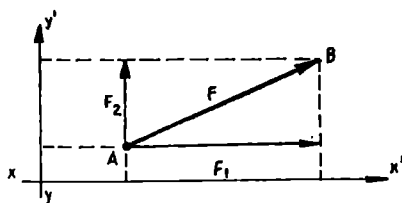


Fig. 9

respectiv F_1 și F_2 , al căror punct de aplicare este A.

Descompunerea vectorilor, curent utilizată, este aceea care se realizează în raport cu un sistem de axe rectangulare (fig. 9).

3. DEFINIȚIA VITEZEI

3.1. Viteza liniară

Viteza liniară a unui mobil este distanța parcursă de acesta din urmă în unitatea de timp (secundă).

Viteza este o mărime care se caracterizează printr-o direcție și un sens (sensul deplasării), un punct de aplicare (mobilul). Este deci o mărime vectorială care va putea fi materializată printr-un vector.

De notat că viteza poate fi definită fie în raport cu un punct fix, fie în raport cu un punct mobil. Într-o mașină se poate aprecia viteza propriului vehicul, fie observând arborii de pe marginea șoselei, care sînt imobili, fie fixînd un alt vehicul.

3.2. Viteza absolută - viteza de antrenare - viteza relativă

În primul caz (viteza în raport cu arborii), se obține o evaluare concretă a vitezei; viteza vehiculului în raport cu arborele se numește viteza absolută.

Din contră, cînd se dublează un alt vehicul, în mers, se constată că viteza realizată în raport cu acest vehicul este mai mică decît aceea care poate fi înregistrată în raport cu arborii de pe șosea. Această viteză în raport cu un punct mobil este numită viteză relativă.

Cu toate acestea este evident că, dacă se adaugă viteza proprie a vehiculului (care se dublează) și viteza relativă cu care s-a dublat, se regăsește viteza absolută în raport cu arborii.

Viteza punctului mobil. cu care se compară propria sa viteză, se numește viteză de antrenare.

Concluzie

$\text{Viteza absolută} = \text{viteza de antrenare} + \text{viteza relativă}$
în raport cu un punct fix Viteza punctului mobil Viteza în raport cu punctul mobil

Viteza fiind o mărime vectorială, suma vitezei de antrenare și a vitezei relative se calculează după aceleași reguli ca și pentru compunerea vectorilor (a vedea cap. precedent).

3.3. Viteză unghiulară și viteză periferică (sau tangențială)

Viteza unghiulară a unui punct M , ce se găsește într-o mișcare circulară uniformă, este unghiul exprimat în radiani (2π radiani pentru 360°), măsurat într-o secundă de raza OM (ca urmare a deplasării punctului M).

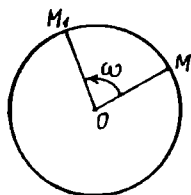


Fig. 9, a

Exemplu: un alternator rotindu-se cu 3000 rot/min efectuează într-o secundă:

$$N = \frac{3000}{60} = 50 \text{ rotații}$$

Fiecare rotație corespunde la 2π radiani; viteza unghiulară a alternatorului este deci următoarea:

$$\omega = 2\pi \times N \text{ rotații/s} = \underline{100\pi \text{ radiani/s}}$$

Această viteză are o mărime, un sens de rotație și un punct de aplicare. Este deci o mărime vectorială. Cu toate acestea, ea nu este de aceeași natură cu viteza liniară a punctului M (distanța parcursă pe arc de circumferință MM_1 în timpul unei secunde). Aceste două viteze nu pot fi compuse împreună.

Viteză periferică sau tangențială

Viteza liniară poate fi determinată plecând de la viteza unghiulară;

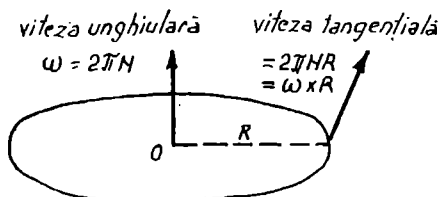


Fig. 10

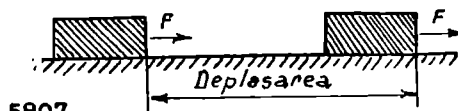
fie într-adevăr un corp mobil rotindu-se cu N rotații pe secundă; un punct luat pe periferia acestui corp mobil și situat la o distanță R de sua de rotație, parcurge la fiecare rotație o lungime egală cu lungimea circumferinței descrise, adică $2\pi R$, deci pentru N rotații parcurge o distanță egală cu $\underline{2\pi RN}$. Aceasta este expresia

vitezei liniare periferice sau tangențiale a unui punct ce se rotește în jurul unei axe.

4. ENERGIA POTENȚIALĂ ȘI CINETICĂ

4.1. Noțiunea de lucru mecanic (travaliu)

Lucrul mecanic este produsul unei forțe multiplicat cu o deplasare



F = forța;

ℓ = deplasarea corpului asupra căruia acționează forța.

$$T = F \times \ell$$

4.2. Noțiunea de energie

Un corp posedă o oarecare cantitate de energie atita vreme oit el poate produce un travaliu mecanic. Orice corp in mișcare posedă o energie. Energia se prezintă sub diferite forme:

Energia inmagazinată într-un corp dar neutilizată momentan se numește energie potențială.

Exemplu:

- apa păstrată într-un baraj,
- combustibil stocat,
- aerul comprimat dintr-un rezervor sub presiune,
- orice corp greu situat la oarecare înălțime deasupra solului.

Toată energia inmagazinată de către un corp in mișcare datorită vitezei sale se numește energie cinetică, a cărei expresie este:

$$E = \frac{1}{2} M v^2$$

E = energia cinetică;

M = masa corpului in mișcare,

v = viteza corpului.

4.3. Transformarea energiei

Energia potențială poate să se transforme in energie cinetică și invers. Spre exemplu o piatră aruncată are la plecare o anumită viteză, (deci și o energie cinetică); luind înălțime ea capătă o energie potențială care va fi maximă in punctul cel mai înalt atins. In acest punct viteza sa (și ca urmare energia sa cinetică) este nulă; in primă aproximație, neglijând pierderile datorită frecării pietrei cu aerul, energia ei potențială in acest punct este egală cu energia cinetică avută in momentul plecării.

In căderea pietrei spre sol, energia potențială devine din nou nulă iar energia cinetică își revalea sa inițială, dacă neglijăm pierderile din cauza frecării.

Pentru fiecare punct al traiectoriei pietrei se poate scrie:

$$\text{Energia potențială} + \text{Energia cinetică} = \text{constantă}$$

sau:

$$\text{Energia potențială} + \text{Energia cinetică} = \text{Energia mecanică totală}$$

In realitate o parte din energia cinetică de la plecare este transformată in energie calorică (degajarea de căldură) datorită frecării in aer și ecuația riguroasă este următoarea:

$$\text{Energie potențială} + \text{Energie cinetică} + \text{Energie calorică (pierderi)} = \text{constantă}$$

Acest fenomen de transformare a energiei cinetice în energie potențială se regăsește în difuzorul unei pompe unde viteza fluidului (energia cinetică) este transformată în presiune - înălțime de apă (energie potențială).

III. TEORIA ELEMENTARA A POMPELOR CENTRIFUGE

- 1) Descrierea unei pompe
- 2) Triunghiul vitezelor
- 3) Influența formei paletelor
- 4) Curbele caracteristice
- 5) Influența vitezei asupra caracteristicilor
- 6) Influența unei reducere a diametrului rotoarelor
- 7) Introducere la pompele elicoidale.

Acest capitol interesează toate mașinile centrifuge pentru fluide incompresibile. Este cazul mai ales al pompelor, dar în același timp și acela al ventilatoarelor (pentru acestea din urmă se poate considera aerul ca un fluid incompresibil, dată fiind diferența mică între presiunea de aspirație și aceea de refulare).

1. DESCRIEREA UNEI POMPE

O pompă se compune în principal din unul sau mai multe rotoare împănate pe un arbore, care se rotește în interiorul unei carcase numite corp de pompă.

a. Rotorul (fig.11)

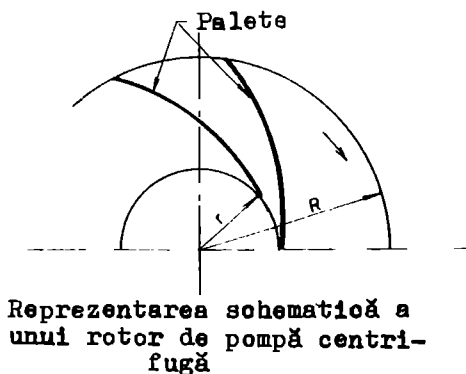
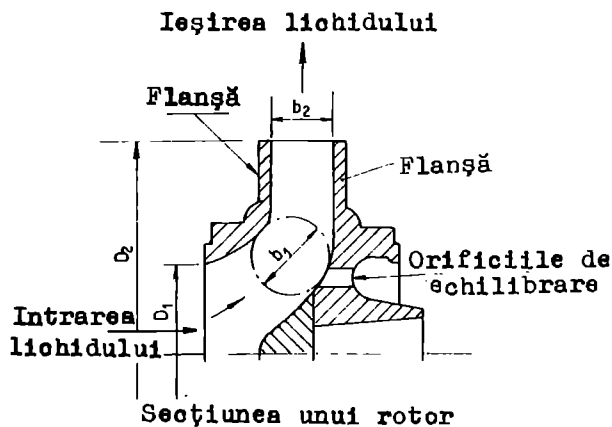


Fig.11

Rotorul asigură punerea în viteză a lichidului, el este constituit din doi pereți laterali sau flanșe din care unul poartă butucul și între care sînt cuprinse aripioarele sau paletele care delimitează canalele rotorului.

Zona de aspirație a rotorului se numește gura de aspirație.

Caracteristicile principale ale pompei sînt următoarele:

- diametrul zonei de aspirație D_1
- diametrul exterior D_2

- secțiunea canalelor la intrare și la ieșire (b_1 și b_2)
- numărul paletelor.
- b. Corpul de pompă (fig.12)

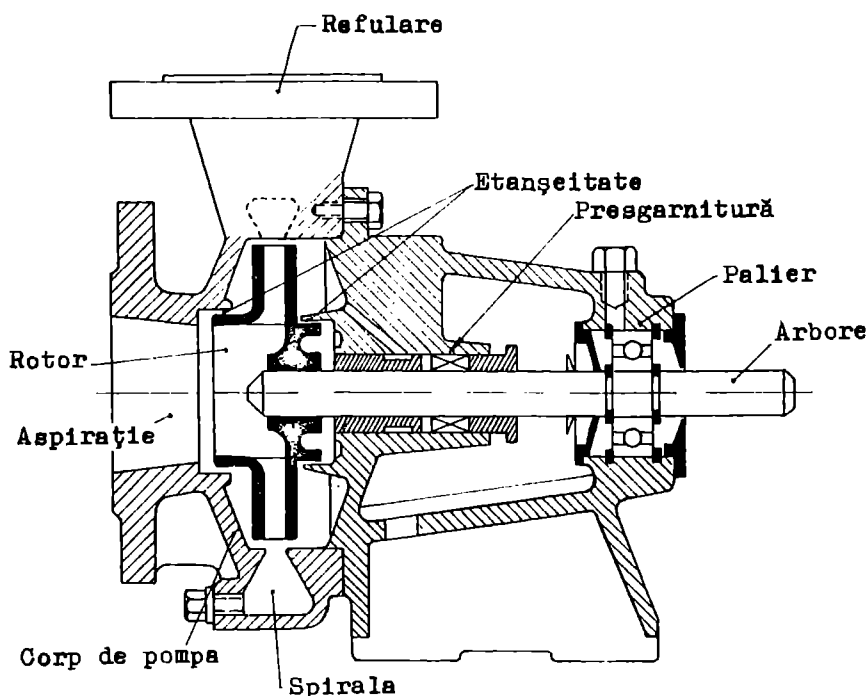


Fig.12

Corpul pompei servește la:

- ghidarea lichidului pînă la rotor
- transformarea energiei cinetice dobîndită de lichid în energie potențială (presiune)
- evacuarea acestui lichid.

El este constituit din

- o tubulatură de aspirație
- o spirală (canal de secțiune crescătoare) sau un difuzor (canal prevăzut cu aripioare)
- o tubulatură de refulare.

2. TRIUNGHIUL VITEZELOR

Reprezentăm schematic un rotor de pompă prin două cercuri concentrice și paletele sale prin curbele AB și CD (vezi fig.13).

Să izolăm imaginær o mică masă (m) din lichid în interiorul rotorului:

- pe de o parte ea se învîrtește cu rotorul cu o viteză $\vec{u}$ egală cu

$$\frac{2 \pi r N}{60} \quad (\text{viteză numită viteza suportului sau viteza periferică});$$

- pe de altă parte, ea se deplasează în interiorul rotorului sub acțiunea forței centrifuge cu o viteză $\vec{w}$ (viteza relativă), după o direcție sensibil tangențială la paletă.

Compunînd aceste două viteze se obține viteza absolută $\vec{v}$ a acestei mase de apă.

De la intrarea la ieșirea rotorului, diferitele viteze ale masei (e) sînt variabile ca mărime și ca direcție corespunzător profilului paletelor:

- viteza periferică $\vec{u}$ crește cu raza;
- viteza relativă $\vec{w}$ scade (creșterea forței centrifuge cu raza necompensînd decît parțial diminuarea vitezei datorită creșterii secțiunii).

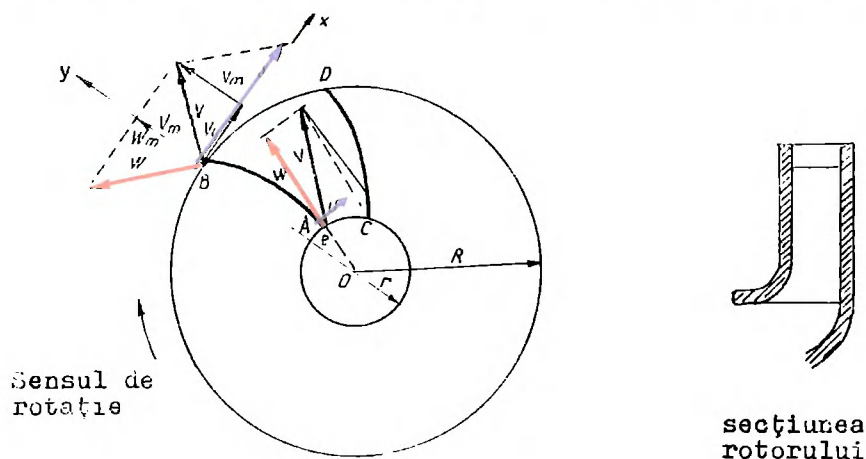


Fig.13

În fiecare punct pot fi trasate aceste diferite viteze care prin construcție formează un triunghi, numit triunghiul vitezelor. În general, el nu este trasat decît la intrarea și la ieșirea rotorului (vezi fig.13).

Cele două triunghiuri din fig.13 pot fi reprezentate diferite după cum urmează (fig.14).

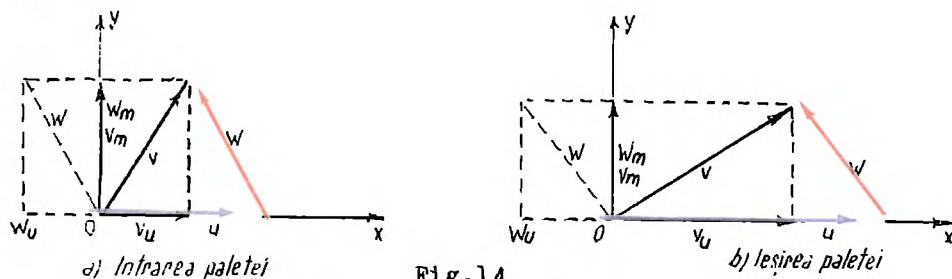


Fig.14

Un vector (deci o viteză) poate fi descompus totdeauna în alți doi vectori după două axe perpendiculare. De exemplu, pentru viteza absolută $\vec{v}$ se obțin componentele $\vec{v}_m$ și $\vec{v}_u$ orientate în felul următor:

componenta $\vec{v}_m$ după axa oy, care trece prin centrul rotorului se numește viteză meridiană;

- componenta $\vec{v}_u$ după axa ox tangentă la rotor.

Observație: Pentru viteza $\vec{w}$ sînt obținute componentele $\vec{w}_m$ și $\vec{w}_u$. Prin alegerea axelor de proiecție se constată că $\vec{w}_m = \vec{v}_m$.

Diffuzorul

Diffuzorul este un organ fix concentric cu axa pompei și constituit din aripioare înclinare astfel ca ele să fie tangente la viteza $\vec{v}$ a picăturii de apă la ieșirea din rotor. Aceasta în scopul de a evita pierderile de energie prin socuri pe aripioarele directe.

Secțiunea între două palete directe creștînd de la intrare spre ieșire un același debit rezultă o micșorare a vitezei fluidelor și

transformare a energiei cinetice în energie potențială (ceea ce se traduce printr-o creștere a presiunii).

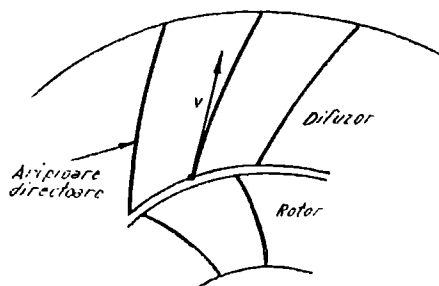


Fig.15

3. INFLUENȚA FORMEI PALETELOR

Paletele pot primi forma foarte diferite pe care le putem clasifica în trei categorii:

1. Radiale (vezi fig.16.1),
2. Inclinate spre față (fig.16.2),
3. Inclinate înapoi (fig.16.3).

Fie trei rotoare de pompă având același diametru, aceeași secțiune de ieșire, aceeași viteză de rotație și același debit, dar ale cărei palete sînt:

- radiale la primul,
- inclinate înainte la al doilea,
- inclinate înapoi la al treilea.

Debitul unei pompe este egal cu produsul secțiunii de ieșire a rotorului cu viteza radială (proiecția vitezei absolute pe o rază), care nu este alta decît viteza meridiană.

Condiția pusă mai sus antrenează pentru aceste trei rotoare egalitatea:

- pe de o parte a vitezelor periferice $\vec{u}$ (pentru că rotoarele au același diametru);
- pe de altă parte a vitezelor meridiene $\vec{v}_m$ (pentru că există egalitatea debitelor).

Cunoașterea pentru fiecare rotor:

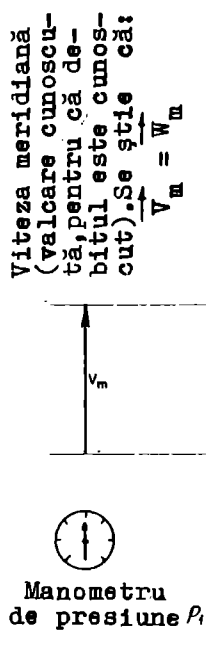
1. a vitezei periferice $\vec{u}$,
 2. a vitezei relative $\vec{w}$, care este definită ca direcție de profilul paletelor (tangenta la paletă) și ca mărime de proiecția ei pe o rază (căci $\vec{w}_m = \vec{v}_m$, cum s-a văzut mai înainte),
- permite construirea vitezelor absolute $\vec{v}$ (vezi fig.16).

Examinarea figurii 16 arată influența formei paletelor asupra vitezei absolute $\vec{v}$, adică asupra energiei cinetice transmise fluidelor de rotor. Difuzorul va fi chemat să joace un rol foarte important în primul și al doilea caz, unde v este foarte mare. Presiunea la ieșirea din pompă este deci mai ridicată în primul și al doilea caz (manometre) decît în al treilea

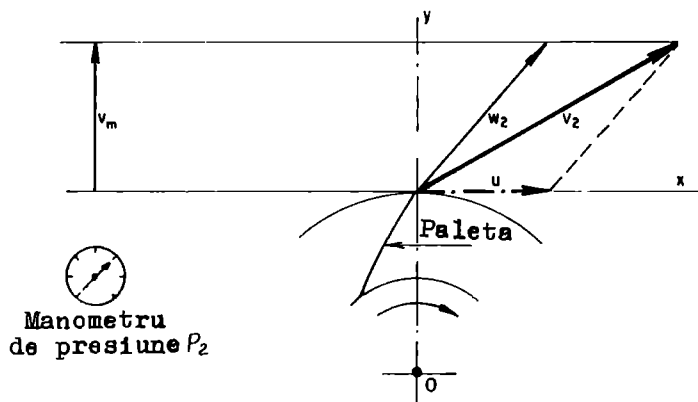
$$(\vec{v}_1 \text{ și } \vec{v}_2 \text{ net mai mari ca } \vec{v}_3)$$

1. Paleta radială

În acest caz $\vec{w}_1 = \vec{w}_{1m} = \vec{v}_m$
 pentru că w_1 este dirijat
 după raza Oy (aceea a vi-
 tezei meridiene)



2. Paleta curbată spre față



3. Paleta curbată înapoi

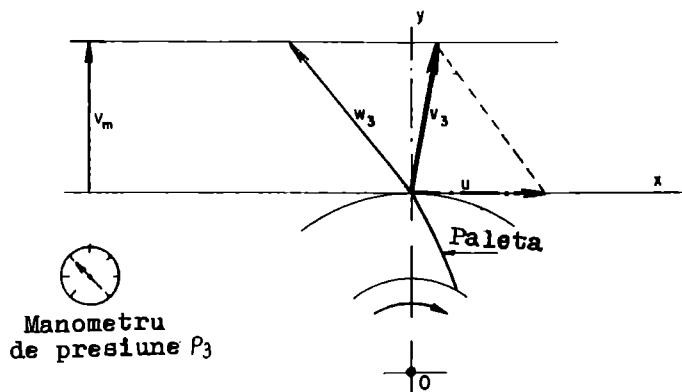


Fig.16

4. CURBE CARACTERISTICE

4.1. Curbe teoretice

Se numește curba caracteristică a unei pompe centrifuge, legea care leagă presiunea de debitul pompei.

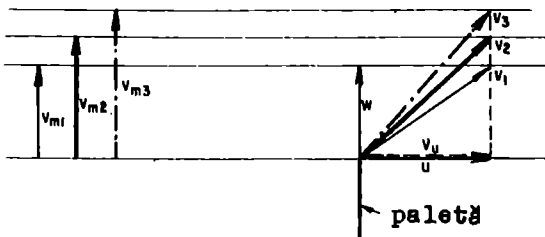
1. Paletă radială

$$v_1 < v_2 < v_3$$



$$p_1 = p_2 = p_3$$

Manometre



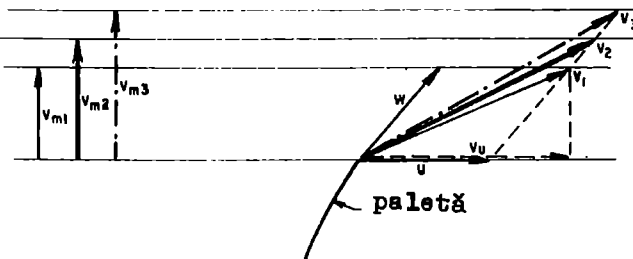
2. Paletă curbă înainte

$$v_1 < v_2 < v_3$$



$$p_1 < p_2 < p_3$$

Manometre



3. Paletă curbă înapoi

$$v_1 < v_2 < v_3$$



$$p_1 > p_2 > p_3$$

Manometre

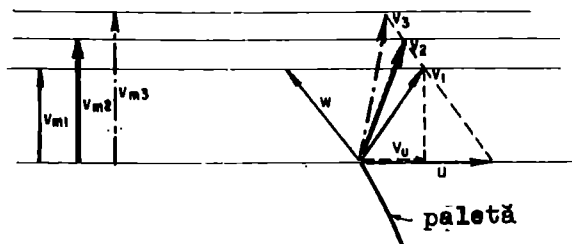


Fig.17

În scopul de a vedea cum se comportă cele trei tipuri de pompe studiate precedent, se poate face să varieze grafic debitul și să se construiască în fiecare caz vectorul vitezei $\vec{v}$. Se iau pentru aceasta trei viteze meridionale diferite $\vec{v}_{m1}$, $\vec{v}_{m2}$, $\vec{v}_{m3}$ corespunzând unor debite Q_1 , Q_2 și Q_3 (fig.17).

Este posibil să se facă constatările următoare:

1. Dacă debitul crește, $\vec{v}$ crește în toate cazurile;

2. în cazul paletelor radiale, experiența arată că pentru cele trei debite diferite, presiunile rămân aceleași cu $p_1 = p_2 = p_3$.

Ceea ce permite să se tragă concluzia că caracteristica teoretică este o dreaptă orizontală (Fig. 18) și că presiunea este proporțională cu proiecția lui $\vec{v}$ pe axa care poartă pe $\vec{u}$ ($\vec{v}_u = u$), pentru că este singura componentă a lui v care nu variază în acest caz.

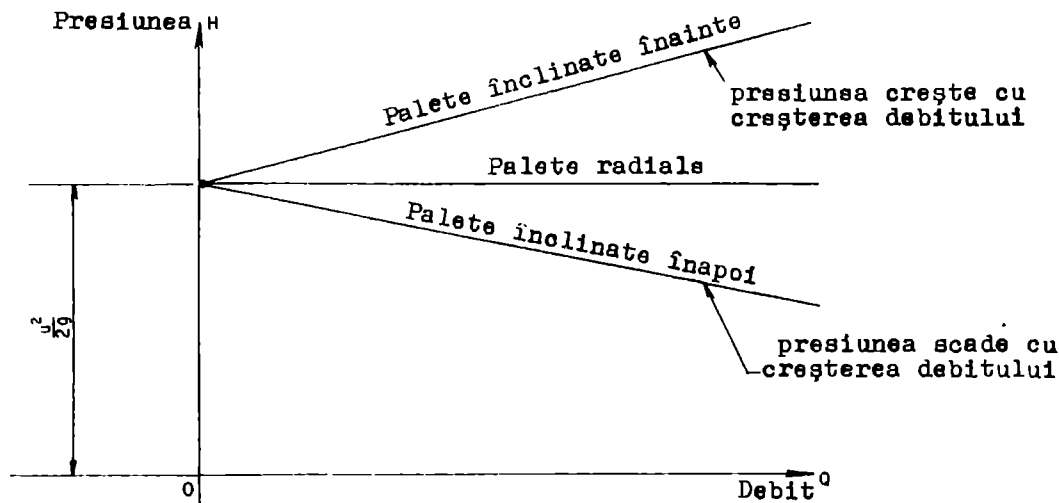


Fig. 18

În acest caz particular se demonstrează că presiunea exprimată în înălțime de apă este egală cu:

$$\frac{u^2}{2g} \quad (g = 9,81 \text{ m/s}^2) \text{ accelerația gravitației}$$

Proiecția lui $\vec{v}$ pe axa lui $\vec{u}$ ($\vec{v}_u$) fiind egală cu $\vec{u}$, se demonstrează în cazul general că presiunea la refulare este egală cu:

$$\frac{\vec{v}_u \times u}{2g}$$

3. în cazul paletelor inclinate înainte, presiunea crește cu debitul și cu proiecția lui $\vec{v}$ pe $\vec{u}$ ($\vec{v}_u$);

4. în cazul paletelor inclinate înapoi, presiunea scade cu debitul și cu proiecția lui $\vec{v}$ pe $\vec{u}$ ($\vec{v}_u$).

Ceea ce este conform cu relația generală:

$$H = \frac{\vec{v}_u \times u}{2g}$$

5. cînd debitul este nul, viteza absolută a apei este egală cu viteza de antrenare ($\vec{v} = \vec{u}$). În acest caz presiunea este egală cu:

$$\frac{u^2}{2g} \text{ pentru cele trei pompe}$$

Aceste diverse observații pot fi reprezentate pe grafioul din fig. 18.

4.2. Curbe caracteristice practice

La stabilirea curbelor precedente nu s-a ținut seama de pierderile datorite frecării în pompă.

Aceste pierderi sînt următoarele:

1. pierderile de sarcină care cresc cu patratul vitezei;
2. pierderile din cauza "unghiului de atac incorect" care sînt nule pentru debitul nominal (pentru care este calculată pompa) și care cresc de o parte și de alta a valorii acestui debit nominal.

Curba caracteristică reală se deduce din caracteristica teoretică prin scăderea acestor pierderi (vezi schema fig.19).

Înălțimea coloanei
de apă

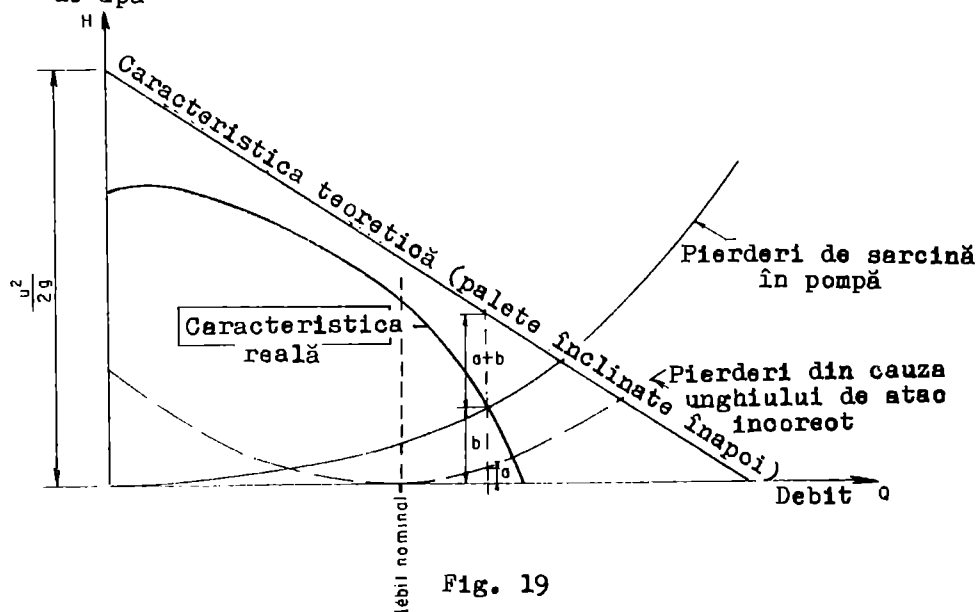


Fig. 19

4.3. Alte caracteristici

Se utilizează de asemenea caracteristica "putere absorbită în funcție debit" pentru a defini alegerea motorului de antrenare.

Puterea hidraulică a pompei este egală cu produsul debitului (greutatea pe secundă) prin înălțimea de ridicare a pompei:

$$P = Q \text{ (debitul pe secundă)} \times H \text{ (înălțimea de ridicare)}$$

Examinarea figurii 20 arată că:

- pentru paletele radiale (H rămîne constant) și puterea P crește cu debitul (proporțional);
- pentru paletele înclinate înainte, H crescînd cu debitul, puterea P crește foarte repede;
- pentru paletele înclinate înapoi, H descrescînd oînd debitul crește, puterea P crește mai puțin repede decît în cele două cazuri precedente și poate chiar să trescă printr-un maximum și să descrescă (fig.20).

Caracteristicile "putere debit" sînt reprezentate în schema de mai jos.

Caracteristicile ① și ② nu sînt niciodată utilizate în pompele reale din cauza riscului de suprasarcină a motoarelor datorită creșterii rapide a puterii în funcție de debit.

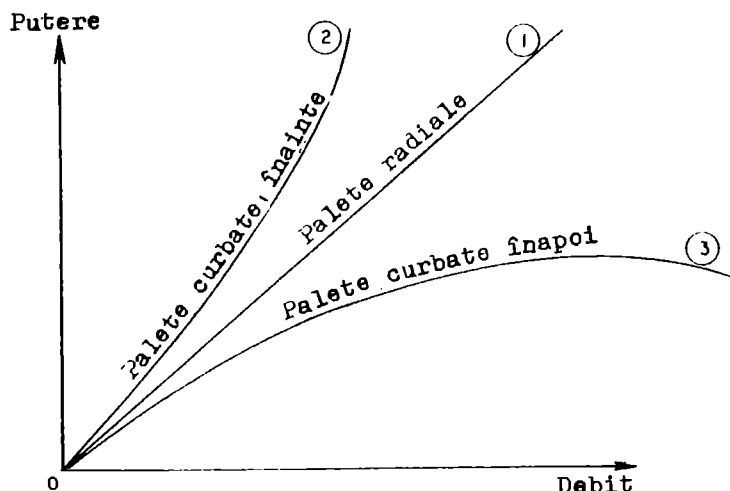


Fig. 20

În plus importanța vitezei absolute de ieșire a acestor rotoare ar aduce pierderi de sarcină care nu sînt neglijabile în difuzor.

O caracteristică utilizată de constructori este aceea a rendamentului pompei în funcție de debit.

Într-o pompă centrifugă, toată înălțimea de ridicare este produsă de rotor, celelalte părți nu contribuie, dar provoacă pierderi inevitabile: pierderi de sarcină, pierderi mecanice și scăpări.

Toate pierderile de sarcină numite pierderi hidraulice ouprind:

- pierderile datorită frecării lichidului pe pereți;
- pierderile datorită variațiilor bruște de direcție sau de secțiune;
- pierderile datorită vîrtejurilor, cricare ar fi cauzele lor.

5. INFLUENȚA VITEZEI DE rotație ASUPRA CARACTERISTICILOR

Dacă viteza de rotație a rotoarelor trece de la valoarea N la o valoare N_1 , așa ca raportul vitezelor

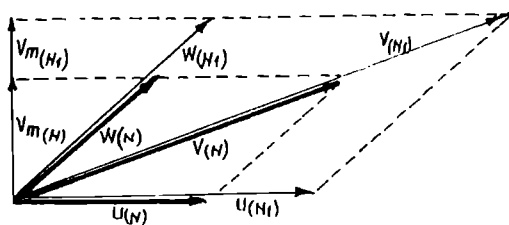


Fig. 21

$\frac{N_1}{N}$ să fie egal cu k

viteza periferică $\vec{u}$ proporțională cu viteza de rotație devine egală cu $\vec{u}_{(N1)} = k\vec{u}_{(N)}$

viteza relativă $\vec{w}$, funcție de forțe centrifugă care fi dă naștere este de

asemenea proporțională cu viteza de rotație și devine egală cu $\vec{w}_{(N1)} = k\vec{w}_{(N)}$
viteza absolută $\vec{v}$ sumă geometrică a lui $\vec{u}_{(N1)}$ și $\vec{w}_{(N1)}$ variază și devine
 $\vec{v}_{(N1)} = k\vec{v}_{(N)}$ (vezi fig. 21).

Similitudinea celor două triunghiuri de viteze atrage pentru viteza meridiană relațiile:

$$v_{m(N1)} = k v_{m(N)}$$

De aci urmează că debitul a cărui imagine este dată de viteza meridiană este multiplicată prin raportul vitezelor k

$$Q(N1) = k Q(N)$$

Expresia presiunii H devine:

$$H(N1) = \frac{u(N1) \times v_u(N1)}{g} = \frac{k u(N) \times k v_u(N)}{g} = \frac{k^2 u(N) v_u(N)}{g} = k^2 H(N)$$

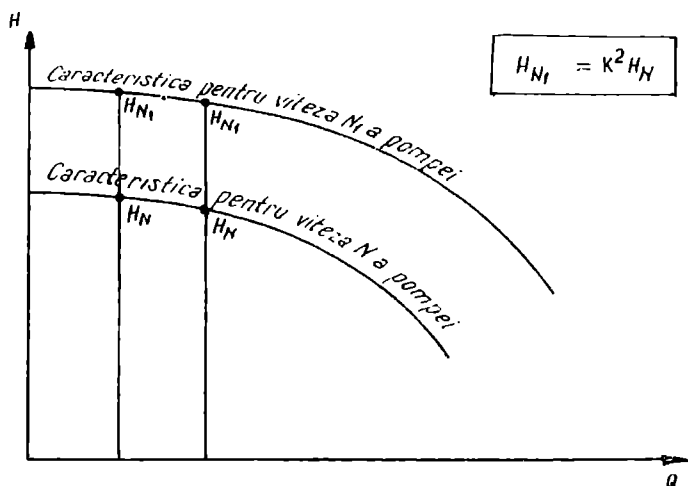


Fig. 22

Presiunea este deci înmulțită cu pătratul raportului vitezelor. Caracteristica "înălțime-debit" la viteza $N1$ se deduce din aceea care corespunde vitezei N printr-o construcție geometrică (vezi fig. 22), denumită prin "homotetie".

6. INFLUENȚA UNEI REDUCERI A DIAMETRULUI ROTOARELOR

O reducere a presiunii și a debitului unei pompe poate fi obținută printr-o reducere a diametrului rotorului (operație numită "ajustarea" rotoarelor).

Dacă k este raportul diametrelor: viteza periferică $\vec{u}$, viteza relativă $\vec{w}$, viteza absolută $\vec{v}$ și viteza meridiană $\vec{v}_m$ variază proporțional cu raportul k . La fel se întâmplă pentru secțiunea de ieșire a rotorului și de aici se deduce că debitul și presiunea variază proporțional cu pătratul diametrelor rotoarelor.

Aceste reguli nu sînt decît aproximative, randamentul hidraulic al pompei micșorîndu-se pentru rotoarele ajustate.

Caracteristica înălțime-debit după ajustarea rotorului se deduce din aceea de origine printr-o construcție geometrică.

7. INTRODUCERE LA POMPELE AXIALE

Fie o pompă centrifugă refulând, la o înălțime H , un debit de apă Q . Se poate obține o reducere a înălțimii de refulare:

1. prin micșorarea vitezei de rotație, soluție care necesită utilizarea motoarelor lente oare, la putere egală, sînt mai costisitoare decît motoarele rapide;

2. prin ajustarea rotoarelor.

Aceste două soluții aduc în același timp o reducere a debitului, care nu poate fi compensată decît printr-o mărirea a canalelor rotorului. Aceaste conduce, pentru debite importante, la utilizarea unor rotoare de mari dimensiuni (piese costisitoare și dificile de obținut prin turnare). Înălțimea de ridicare dată de o pompă are ca expresie:

$$H = \frac{v_u \times u}{g}$$

$\vec{u}$ = viteza periferică;

$\vec{v}_u$ = proiecția vitezei absolute $\vec{v}$ pe viteza periferică;

g = accelerația gravitației.

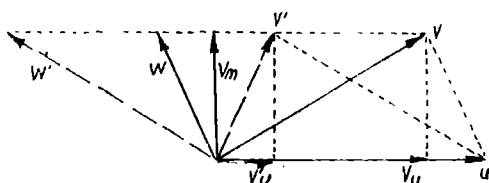
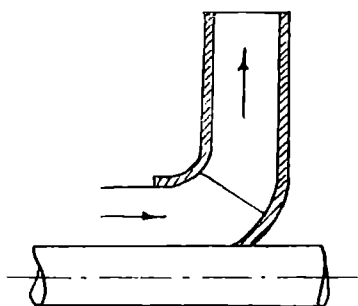
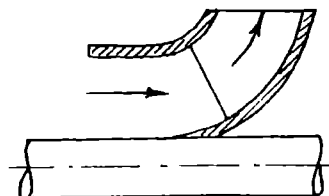


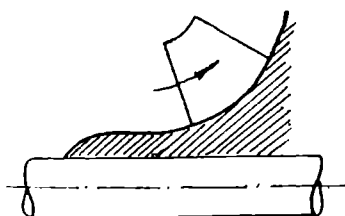
Fig. 23



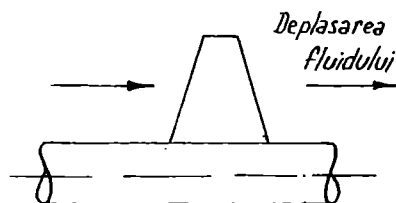
Rotor centrifug



Rotor elico-centrifug



Rotor conic



Rotor elice

Fig. 24

O reducere a lui H poate fi obținută - viteza de rotație și în consecință viteza periferică $\vec{u}$ rămînînd neschimbată - printr-o reducere a lui $\vec{v}_u$.

Examinarea figurii 23 arată, presupunînd debitul constant (adică viteza meridiană $\vec{v}_m$ constantă), că o reducere a lui $\vec{v}_u$ antrenează obligatoriu o creștere a vitezei relative $\vec{w}$; ceea ce se manifestă prin pierderi importante

prin frecare pe paletele și flanșele rotorului și care conduc la o reducere a randamentului.

În scopul de a reduce importanța acestor pierderi, constructorii au modificat forma rotoarelor (fig.24):

- prin reducerea suprafețelor de frecare și atenuarea schimbării de direcție (brutale) suferită de apă în trecerea ei prin rotor (acestea sînt rotoarele elico-centrifugale);
- prin suprimarea flanșei externe (acestea sînt rotoarele conice);
- prin suprimarea schimbării de direcție în rotor (aceste rotoare se numesc: slice).

În acest ultim caz, apa se deplasează paralel cu axa de rotație cu o viteză de antrenare variabilă de la butuc spre periferie; viteza medie este în consecință mai redusă decît într-o pompă centrifugă, avînd același diametru și aceeași viteză de rotație.

IV. DEFINIȚII ȘI GENERALITĂȚI ASUPRA FUNCȚIONĂRII POMPELOR

- 1) Înălțimi geometrice și manometrice
- 2) Înălțime manometrică de aspirație
- 3) Limitarea înălțimii de aspirație
- 4) Înălțimea manometrică de refulare
- 5) Înălțimea practică totală
- 6) Cavitarea
- 7) Reglarea debitului unei pompe centrifuge
- 8) Cuplarea pompelor
- 9) Supapa de debit nul.

1. DEFINIȚII: ÎNĂLȚIME GEOMETRICĂ ȘI ÎNĂLȚIME MANOMETRICĂ

Lucrul furnizat de o pompă poate fi descompus în două părți:

a) Lucrul de aspirație:

Lucrul necesar pentru a ridica lichidul de la nivelul inferior (A) la aspirația pompei.

Această diferență de nivel se numește înălțime geometrică de aspirație.

b) Lucrul de refulare:

Lucrul necesar pentru a ridica lichidul de la aspirația pompei pînă la nivelul superior B. Această diferență de nivel se numește înălțime geometrică de refulare.

Lucrul total furnizat de pompă este următorul:

$$\text{Lucrul total} = \text{Lucrul de aspirație} + \text{Lucrul de refulare}$$

Suma celor două înălțimi geometrice definite mai sus dă înălțimea geometrică totală.

Presiunile măsurate la aspirația și la refularea pompei sînt în general exprimate în înălțime (coloane) de lichid și numite:

- înălțimea (coloană) manometrică de aspirație;
 - înălțimea (coloană) manometrică de refulare.
- Suma acestor două înălțimi se numește înălțimea manometrică totală.

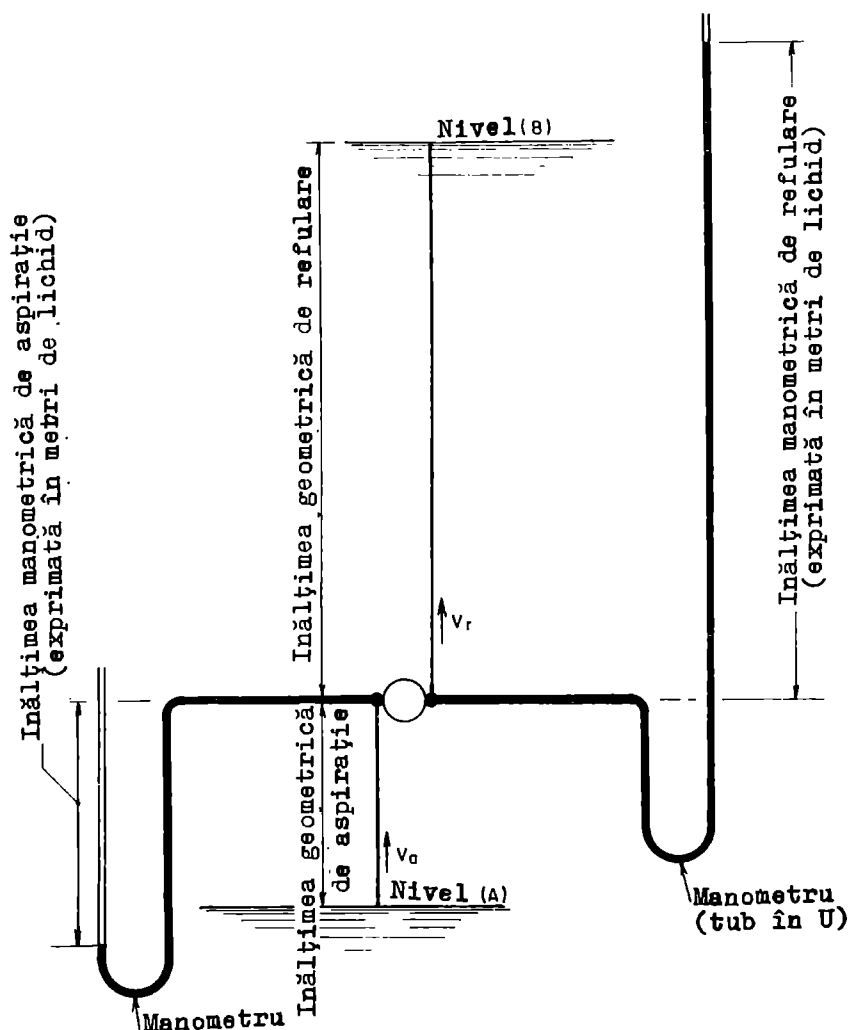


Fig.25

Aceste valori diferă de înălțimile geometrice corespunzătoare, din cauza:

- de o parte a pierderilor de sarcină datorite frecării lichidului în organele de aspirație (scorb, tubulatură) și de refulare (clapetă, armături, tubulatură);
- de altă parte, de punerea în viteză a lichidului în conductele de aspirație (fig.25).

2. ÎNĂLȚIMEA MANOMETRICĂ DE ASPIRAȚIE

Dacă pompăm apă rece într-un rezervor în aer liber la nivelul mării, înălțimea de aspirație maximă va fi egală cu înălțimea coloanei de apă care se ridică (natural) sub acțiunea presiunii atmosferice într-o incintă menținută sub vid. Această înălțime nu va putea decît să depășească 10,33 metri

(înălțime barometrică normală). În realitate această înălțime nu este atinsă niciodată din motivele următoare:

a) Pierderi de sarcină:

Datorită frecării lichidului în organele de aspirație: sorb, clapetă, tubulatură, care corespunde unei energii pierdute de fluidul transportat și care se scade din energia potențială pe care el o avea la plecare.

b) Prezența aerului în conducta de aspirație, provenind fie din aerul dizolvat în apă (și degajându-se sub influența vidului), fie din pătrunderile de aer la îmbinările tubulaturii de aspirație.

Rezultă de aici o mișcare a valorii vidului în conducta de aspirație.

o) Punerea în viteză a lichidului în conductele de aspirație care corespunde unei transformări de energie potențială în energie cinetică.

3. LIMITAREA ÎNĂLȚIMII DE ASPIRAȚIE

a) Altitudinea

Presiunea atmosferică variind cu altitudinea, înălțimea practică de aspirație scade cu altitudinea (tabelul 1).

Tabelul 1

Variația înălțimii practice de aspirație cu altitudinea					
Altitudinea (metri)	500	1000	1500	2000	2500
Micșorarea înălțimii practice în metri	0,6	1,2	1,7	2,2	2,7

La altitudinea de 2000 m, înălțimea manometrică va fi de ordinul:

$$h \text{ (m)} \leq 8,13 \text{ m}$$

b) Temperatura lichidului

Înălțimea practică de aspirație este de asemenea legată de temperatura de saturație a lichidului considerat, la presiunea respectivă.

Intr-adevăr dacă într-un punct oarecare al aspirației se atinge, pentru o temperatură determinată, presiunea ¹⁾ corespunzătoare temperaturii de saturație, se produce vaporizarea lichidului. În aceste condiții debitul pompei scade repede, căoi lichidul antrenează bule de vapor în zone în care presiunea absolută este net mai ridicată și unde ele se condensează. Această bule resorbție de volum, provoacă fenomenul de cavitație (vezi par.6).

Presiunea de saturație crescând cu temperatura, rezultă de aici o diminuare a capacității de aspirație, când temperatura lichidului crește (limita inferioară a presiunii ridiciindu-se din cauze fenomenului de mai sus).

Astfel pentru apă se obțin scăderile indicate în tabelul 2.

Din acest tabel se vede că începând de la 100°C pompa trebuie alimentată dintr-un rezervor în sarcină (pompa trebuie să lucreze înecat) pentru ca să nu caviteze.

1) Este vorba de presiunea absolută.

Variația înălțimii practice în funcție de temperatură				
Temperatura	10°C	50°C	80°C	100°C
Diminuarea înălțimii de aspirație, în metri	0,12	0,15	4,80	10

c) Densitatea lichidului

Dacă trebuie pompat alt lichid decât apa și de densitate d , înălțimea teoretică de aspirație în acest caz este egală cu înălțimea teoretică de aspirație a apei divizată prin densitatea (d) a fluidului.

Exemplu:

Apa $H = 10,33$ m

Mercur $H = \frac{10,33}{13,6} = 0,76$ m (densitatea mercurului = 13,6)

d) Concluzie

Înălțimea de aspirație este cu atât mai slabă cu cât:

- presiunea de saturație a lichidului este mai ridicată fie din cauza temperaturii sau prin însăși natura lichidului;
- debitul este mai mare;
- valoarea $\frac{H(\text{apă})}{d}$ este mai mică (densitatea este mare, sau presiunea atmosferică redusă);
- pierderile de sarcină sînt mai importante în tubulatură de aspirație.

4. ÎNĂLȚIMEA MANOMETRICĂ DE REFULARE

Ea se citește pe un manometru plasat pe refularea pompei și se exprimă în înălțime coloană de apă (metri coloană de apă) sau în beri.

5. ÎNĂLȚIMEA PRACTICĂ DE RIDICARE TOTALĂ

Această înălțime totală este echivalentă cu suma înălțimilor manometrice de refulare și de aspirație.

6. CAVITAȚIA

Se numește "cavitație" formarea în interiorul lichidului a vaporilor datorată fie ridicării temperaturii, fie micșorării presiunii absolute a mediului fluid.

Se produce vaporizare cînd presiunea absolută la aspirația pompei este inferioară presiunii de saturație.

S-a văzut că această presiune absolută depinde de:

- înălțimea geometrică de aspirație;
- pierderile de sarcină la aspirație;
- viteza de scurgere a fluidului.

Vaporii formați datorită fenomenului de cavitație sînt entraînați de lichid și ating rapid zona în care presiunea absolută este mai ridicată și

parțial ei se condensează. Această resorbție bruscă de volum provoacă pe suprafața pompei o ciocnire violentă (antrenând o eroziune intensă a metalului, putînd merge pînă la perforarea suprafețelor), însoțită de un zgomot violent asemănător celui pe care l-ar face pietricelele mari lovind pompa.

Presiunea de refulare se micșorează considerabil și debitul este limitat.

Este deci necesar de a determina înălțimea practică de aspirație a pompelor. Această înălțime va fi cu atît mai redusă cu cît:

- presiunea de saturație a lichidului va fi mai ridicată;
- debitul va fi mai mare;
- presiunea care acționează asupra planului nivelului lichidului va fi mai slabă (altitudine, vid);
- pierderile de sarcină în tubulatură de aspirație vor fi mai mari.

Trebuie neapărat asigurat ca organele de izolare amplesate pe aspirație să fie deschise și că filtrele nu sînt murdare.

Cavitația pompelor centrifuge

Cavitația pompelor centrifuge se manifestă de asemenea în condițiile enunțate mai sus.

Pentru aceste pompe înălțimea practică de aspirație este cu atît mai redusă cu cît:

- presiunea de saturație a lichidului este mai ridicată;
- debitul este mai ridicat;
- presiunea care domnește în rezervorul de aspirație este mai redusă.

Pentru pompele centrifuge, înălțimea practică de aspirație mai este redusă și din cauza depresiunii puternice care se stabilește deasupra paletelor.

Cavitația se traduce la pompele centrifuge printr-o scădere a presiunii de refulare (ex. figura 26) și un zgomot anormal.

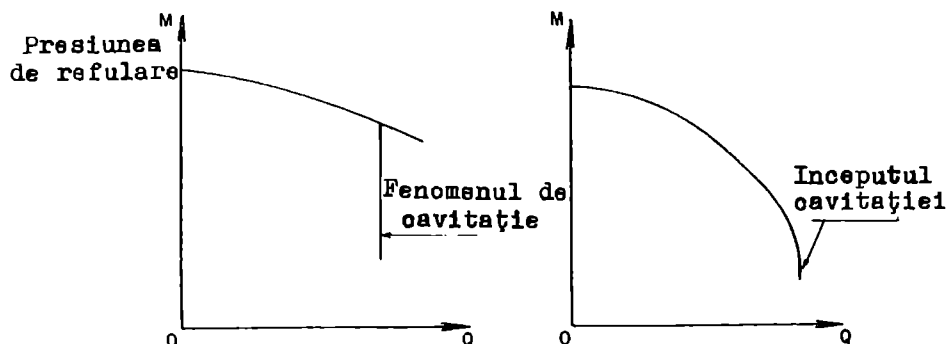


Fig. 26

Pot fi făcute încercări pentru a determina posibilitățile de aspirație ale unei pompe, închizînd progresiv vana de aspirație pînă cînd presiunea de refulare arată o scădere.

7. REGLAREA DEBITULUI UNEI POMPE CENTRIFUGE

a) Funcționarea unei pompe într-o rețea

Pompa absoarbe apa la un nivel A și trebuie să o ridice la un nivel B. Tubulatură, care leagă A de B trecînd prin pompă, se numește o "rețea".

Pompa în funcționare trebuie să învingă:

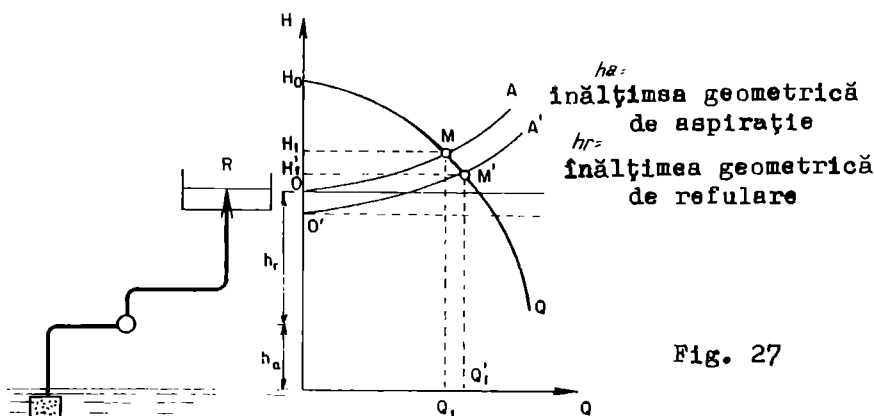
1. Înălțimea geometrică totală, (care este constantă oricare ar fi debitul și este independentă de poziția pompei între cele două niveluri).

2. Pierderile de sarcină în canalizație; (acestea din urmă sînt proporționale cu lungimile tubulaturilor de aspirație și de refulare și cu pătratul debitului).

În coturi, vane și clapete, pierderile de sarcină sînt evaluate în lungime de tubulatură și sînt funcție de pătratul debitului.

b) Curba de funcționare a rețelei

Curba de funcționare a rețelei va fi reprezentată, adunînd dreptei orizontale care reprezintă înălțimea geometrică totală, pierderile în tubulatură în funcție de debit. Se obține astfel ramura de parabolă (OA) - fig.27.



c) Punctul de funcționare al pompei

Punctul de intersecție între curba de funcționare a rețelei (OA) și caracteristica pompei ($H_0 Q$) se numește punctul de funcționare al pompei.

Fie M acest punct. Pompa va refula un debit Q_1 la înălțimea H_1 .

Dacă nivelul bazei variază, înălțimea geometrică de refulare variază de asemenea și curba rețelei devine de ex. $O'A'$. Punctul de funcționare este atunci M' . Pompa refulază cu un debit Q_1' , la înălțimea H_1' .

d) Reglarea debitului unei pompe modificînd curba de funcționare a rețelei

Dacă în circuitul de refulare se plasează o supapă, reglînd la diferite valori deschiderea acesteia din urmă, pot fi modificate pierderile de sarcină, deci curba de funcționare a rețelei (fig.28). Cu următoarele patru poziții ale supapelor:

- complet deschisă;
- puțin închisă;
- deschisă pe jumătate;
- închisă;

sînt obținute curbele de funcționare a rețelei 1,2,3,4. Punctul de funcționare al pompei poate astfel să treacă de la M_1 la M_4 și să descrie o mare parte a curbei caracteristice.

e) Alte mijloace pentru reglarea debitului

În capitolul precedent s-a arătat că făcînd să varieze viteza de rotație a pompei, puteau fi deplasate curbele caracteristice ale acesteia din urmă. Acest mijloc este utilizat și pentru reglarea debitului unei pompe centrifuge.

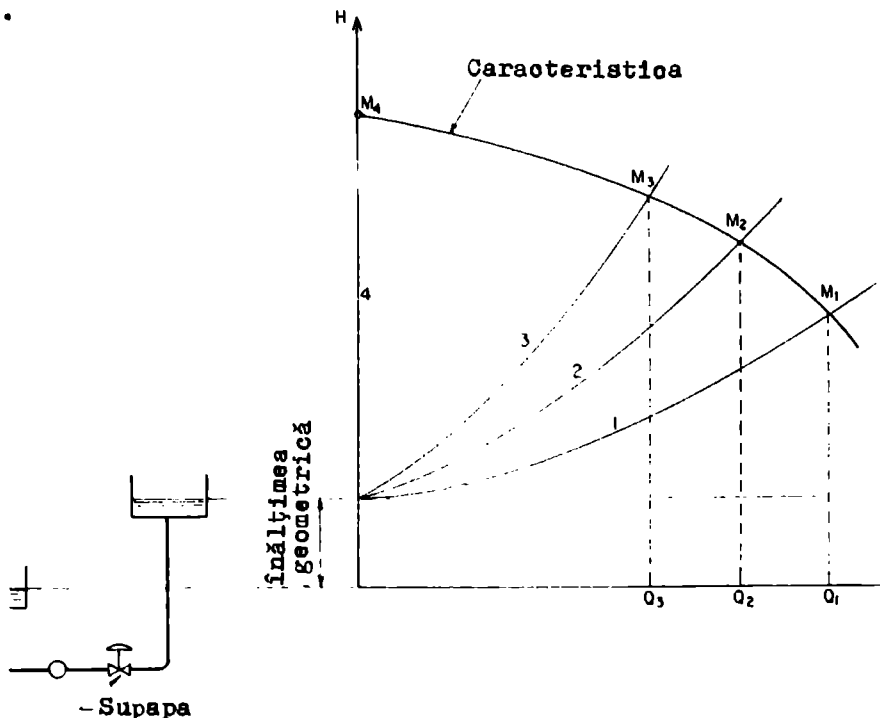


Fig. 28

1 - supapa deschisă - debit Q_1 ; 2 - supapa puțin închisă - debit Q_2 ; 3 - supapa pe jumătate deschisă - debit Q_3 ; 4 - supapa închisă - debit Q nul

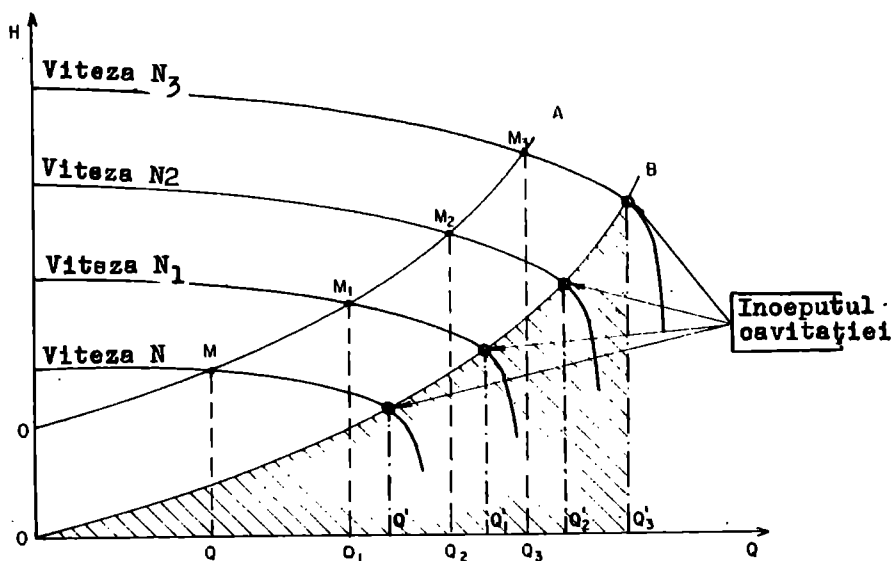


Fig. 29

Pentru aceasta, pompa este antrenată prin intermediul unui variator de viteză sau printr-un motor cu viteză variabilă.

Fig.29 reprezintă rețeaua de curbe caracteristice ale unei pompe date, rotindu-se cu viteza de $N, N1, N2$ și $N3$ rot/min. Curba de funcționare a rețelei este OA.

Există 4 puncte de funcționare M, M1, M2, M3 care corespund debitelor $Q, Q1, Q2$ și $Q3$. Dacă variația vitezei este continuată între N și $N3$, punctul de funcționare parcurge curba OA între M și M3 și poate asigura toate debitele între Q și $Q3$.

Notă - Pentru fiecare viteză există un debit limită începând de la care pompa cavitează și zona din fig.29, situată în afara curbei OB, este neutilizată.

8. CUPLAREA POMPELOR

a) Cuplarea în serie

Dacă două pompe P1 și P2 merg în serie, debitul asigurat de prima trece în a doua, înălțimea totală este egală cu suma înălțimilor realizate de fiecare din ele.

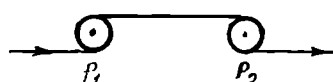


Fig.29,a

Dacă pompele sînt identice, randamentul ansamblului rămîne identic cu cel al pompei singure, dar înălțimea totală a ansamblului se obține înmulțind înălțimea dată de caracteristica unei singure pompe prin numărul pompei-

lor în serie. Acest cuplaj este utilizat în pompele multicelulare. Dacă pompele sînt diferite, vor trebui adunate înălțimile în toate punctele curbelor caracteristice (fig.30).

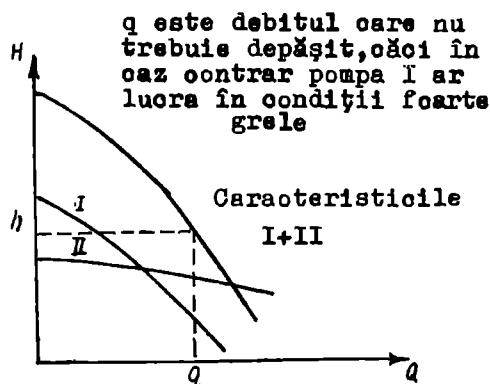


Fig.30. Cuplarea serie (înălțimile de refulare se adună)

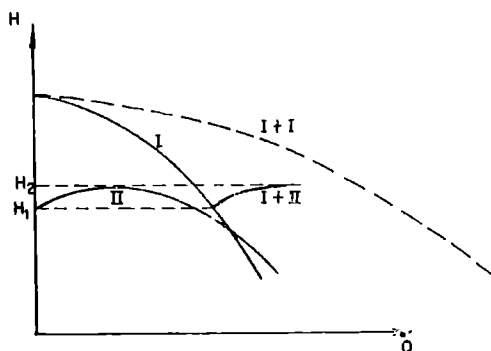


Fig.31. Cuplarea în paralel (debitele se adună), pompele funcționînd cu înălțimi de refulare cuprinse între H_1 și H_2

b) Cuplarea în paralel

Cînd două sau mai multe pompe merg în paralel, ele funcționează sub aceeași înălțime și debitul lor se adună. Caracteristica ansamblului este obținută adunînd debitul din curbele fiecărei pompe; fie de exemplu (fig.31) o pompă cu caracteristica I și o pompă cu caracteristica II; aceste două pompe funcționînd în paralel dau caracteristica $I + II$.

Dacă cele două pompe ar fi identice, caracteristica ar fi $(I + I)$ în linie întreruptă.

Dacă pompele nu sînt identice în timpul unui mers în paralel, debitele D_I și D_{II} sînt diferite, ca și puterile absorbite (fig.32).

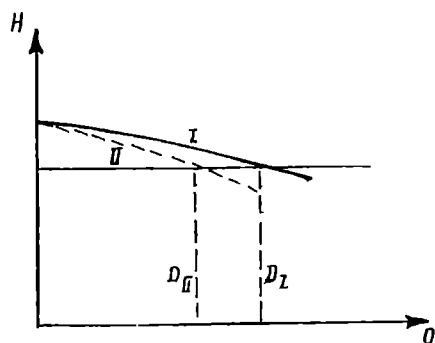


Fig. 32

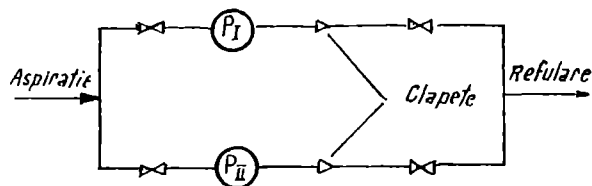


Fig. 33

Pompele montate în paralel sînt totdeauna prevăzute cu o clapetă de reținere, pentru a evita un debit în sens invers în pompa oprită.

9. SUPAPA DE DEBIT NUL

Cînd debitul unei pompe este nul din cauza închiderii organelor de reglaj (supapele), plasate pe refularea ea, presiunea de refulare este maximă. Puterea absorbită de pompă nu este nulă, întrucît agitarea apei de către rotoare absoarbe o anumită putere, care se transformă în căldură. Apa agitată se încălzește. Piese mobile se dilată anormal, ridicarea temperaturii apei la aspirație (în urma agitării) riscă să provoace un început de vaporizare și să antreneze cavitația pompei.

Pentru a evita asemenea inconveniente, se plasează pe corpul pompei și la refulare o supapă, asigurînd un debit minim de apă care se întoarce la rezervorul de aspirație.

Acest dispozitiv este plasat mai ales pe pompele de alimentare și pe pompele de extracție, unde un debit minim este asigurat de o întoarcere la rezervorul de alimentare sau la condensator.

V. POMPE VOLUMETRICE

Pompele volumetrice sînt utilizate frecvent în centralele termice și mai ales pentru a asigura funcțiunile următoare:

- injecția reactivului în cazan,
- alimentarea unui circuit de ungere a diverselor aparate,
- pompe de vid,
- alimentarea cu păcură etc.

Aceste pompe se pot clasa în două categorii:

- pompe cu mișcare alternativă rectilinie,

(Aceste pompe sînt echipate cu unul sau mai multe pistoane dispuse în linie sau paralel).

- pompe volumetrice cu mișcare rotativă.

Organele mobile ale acestora din urmă sînt supuse unei mișcări de rotație continuă: pompe cu angrenaj, pompe cu șurub.

Se pot clasa în această categorie, pompele cu paletele culisante și pompele cu pistoane radiale, ale căror organe mobile sînt supuse simultan unei mișcări de rotație și unei mișcări rectilinii alternative.

1. POMPE CU MIȘCARE RECTILINIE ALTERNATIVĂ

1.1. Funcționare

Fig. 34 arată schema unei pompe cu piston cu simplu efect (lucrează numai fața interioară). Pistonul (1) descrie o mișcare alternativă în cilindrul (2). El este legat de un mecanism de comandă cu bielă și manivelă schematizat pe figură.

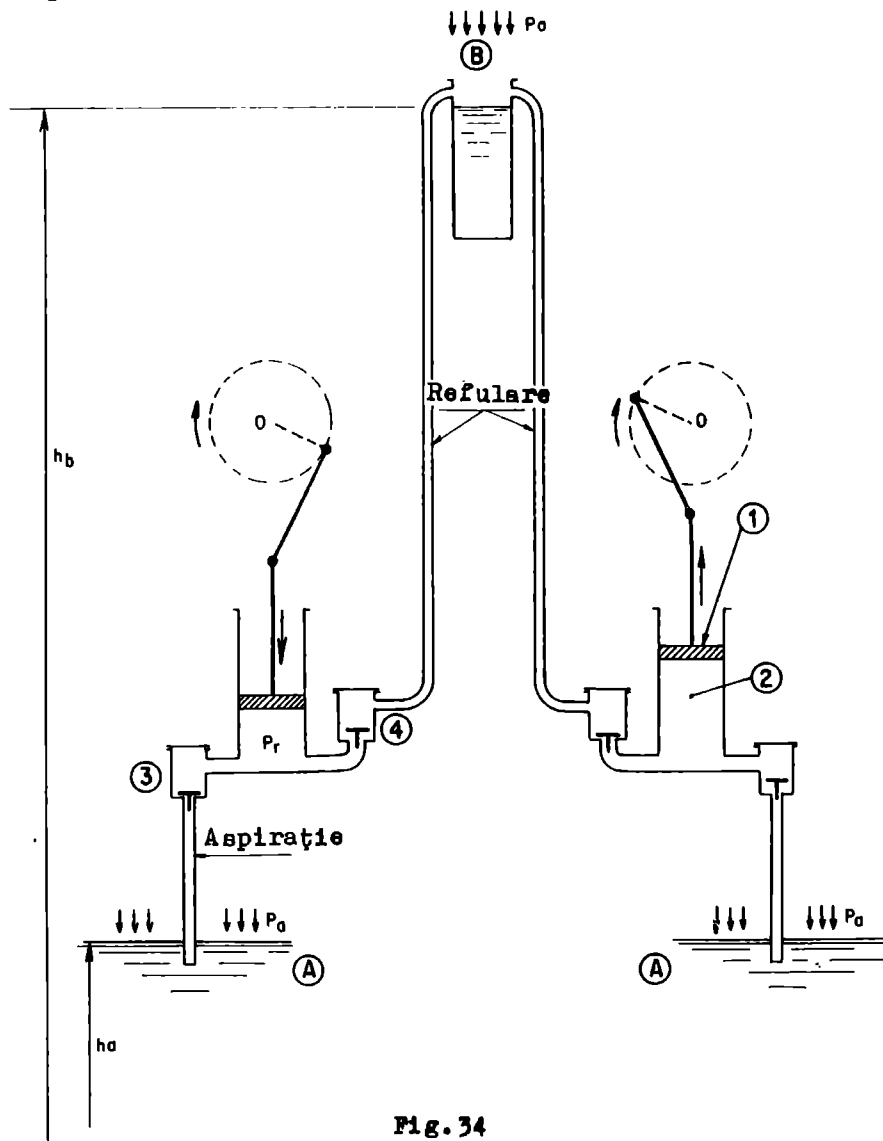


Fig. 34

Partea inferioară a cilindrului comunică cu conductele de aspirație și de refulare prin intermediul clapetelor (3) și (4).

O deplasare a pistonului de jos în sus provoacă o depresiune în cilindru, ceea ce antrenează o deschidere a supapei (3). Inversul se produce când pistonul se deplasează de sus în jos. Presiunea în cilindru crește așa că

supapa (3) rămâne închisă. Sub "efectul" acestei presiuni, supapa (4) se deschide și apa se scurge spre refulare.

1.2. Caracteristici

a) Presiunea de aspirație

Relațiile stabilite anterior rămân valabile. Cu toate acestea, trebuie notat că presiunea absolută pe fața activă a pistonului, în timpul aspirației, trebuie să conserve o anumită valoare de ordinul a 2 metri de apă, pentru ca apa să urmeze pistonul în timpul perioadei de aspirație, fără a se produce vreo dezlipire.

Dacă ar interveni vreo întârziere la umplere, ar rezulta șocuri periculoase în timpul refulării.

b) Presiunea de refulare

Relațiile stabilite anterior sînt valabile. Nu există nici o limită teoretică pentru presiunea de refulare.

c) Randamentul volumetric

Cilindrul, în care se deplasează pistonul, constituie o capacitate variabilă. Volumul măturat de piston este totdeauna superior volumului refulat, ca urmare a jocurilor inevitabile și eventual a întârzierii la închidere a clapetelor; o parte a lichidului refulat revine la aspirație.

Randamentul volumetric este dat de raportul următor:

$$\frac{\text{Volum refulat}}{\text{Volum generat}} = \text{randament volumetric}$$

Pentru pompele cu piston acest randament este între 0,87 și 0,95.

d) Debitul

Debitul fiind volumul de fluid deplasat în unitatea de timp, în cazul unei pompe cu piston (fig.34) el este funcție de viteza pistonului și de secțiunea sa.

Această viteză nu este constantă și prin urmare debitul este variabil în orice moment.

Debitul este nul în timpul perioadei de aspirație și în timpul refulării el variază cu viteza pistonului.

În numeroase cazuri, această neregularitate de debit poate aduce prejudicii și chiar dăuna instalației de pompare (lovitură de berbec); de aceea se încearcă reducerea ei.

1.3. Regularizarea debitului

a) Dacă caracteristica de debit se apropie cât mai mult posibil de valoarea medie a debitului, acesta din urmă este regularizat.

Grupînd pompele, pot fi diminuate amplitudinile neregularităților, ajungînd astfel la o funcționare mai satisfăcătoare.

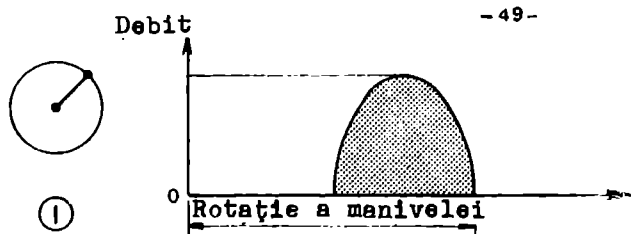
Această regularizare poate fi obținută în modul următor:

- utilizînd o pompă cu dublu efect;
- sau două pompe cu dublu efect ale căror manivele sînt calate la 90°;
- sau în sfîrșit, trei pompe cu simplu sau dublu efect grupate

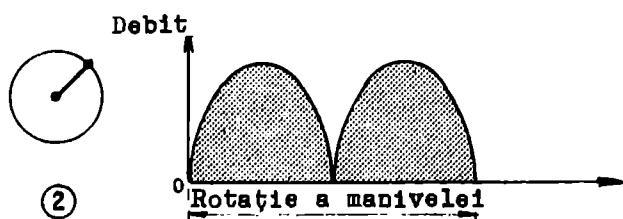
(fig.35).

b) Se mai poate regulariza debitul, montind pe conducta de refulare un rezervor umplut cu aer, al cărui rol este de a înmagazina debitul superior

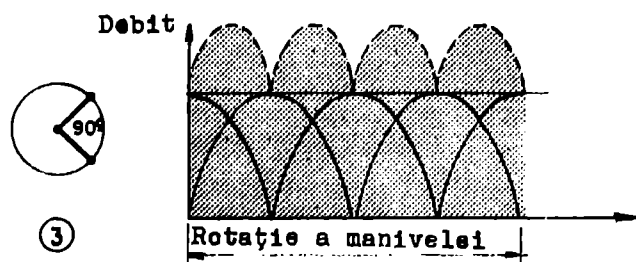
- 49 -



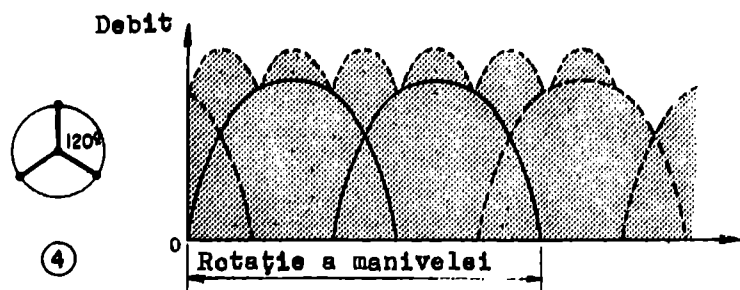
Pompă cu simplu efect



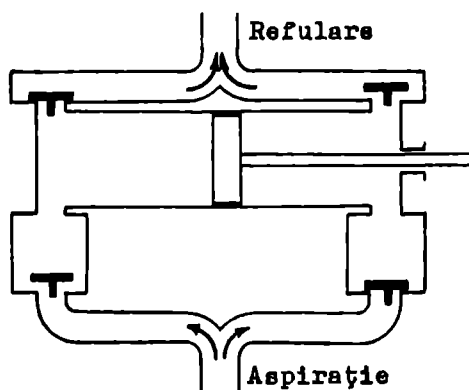
Pompă cu dublu efect



Două pompe cu dublu efect, calate pe un arbore la 90°



Trei pompe cu simplu efect, calate pe un arbore la 120°



Pompă cu dublu efect

Fig.35

debitului mediu, pentru a-l restitui în timpul cursei moarte a pistonului.

1.4. Realizări

a) Pompe cu piston plonjor (fig.36)

Aceste pompe sînt caracterizate prin aceea că diametrul interior al cilindrului este net superior diametrului pistonului. Acesta nu freacă pe perele interior al cilindrului. Etan eitatea este asigurată de o presgarnitură.

Aceste pompe corespund pentru realizarea presiunilor de refulare ridicate.

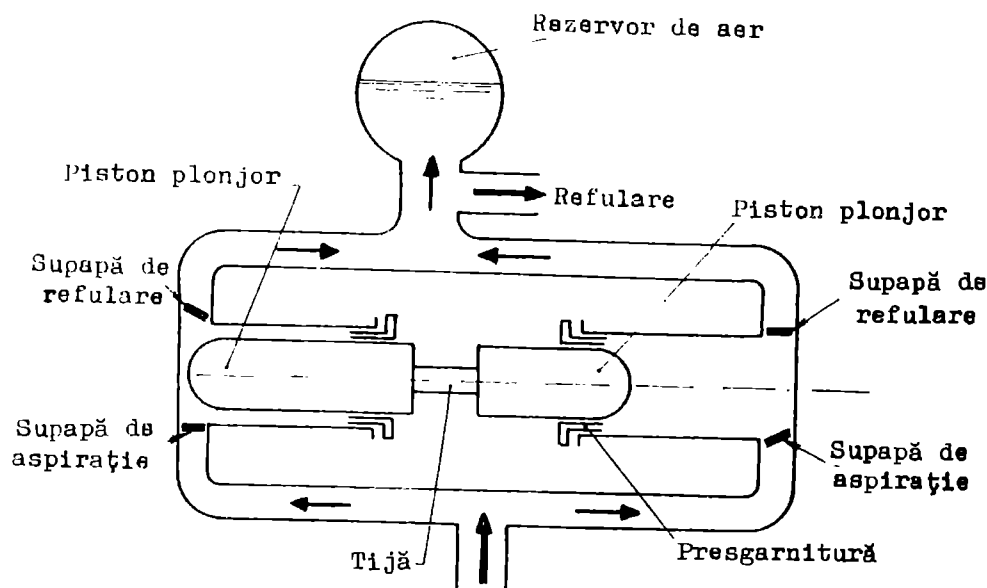


Fig.36

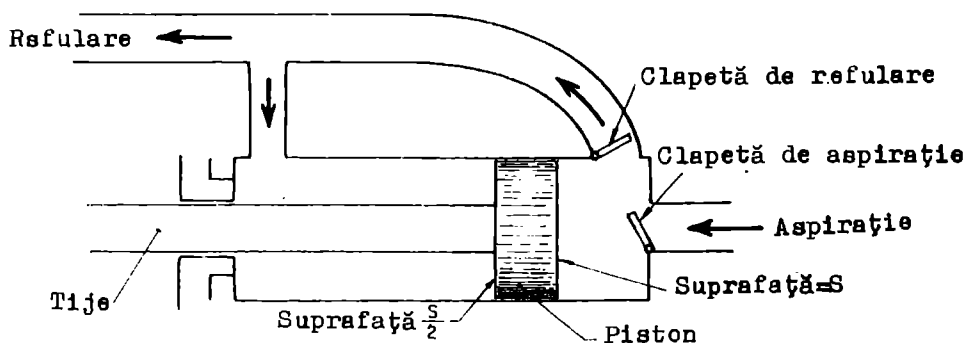


Fig.37

b) Pompe cu piston "diferen ial" (fig.37)

Această denumire provine din faptul că cele două fețe ale pistonului au sec iuni diferite in raportul 1/2.

Dacă fa a st ng  a pistonului este legată de o tijă de secțiune egală cu jumătate din secțiunea pistonului, volumul măturat de această fa  este funcție de suprafața inelară ce  nc joar  această tijă, fie 1/2 S (S fiind secțiunea pistonului).

In timpul cursei de aspirație (de la dreapta spre st nga), pistonul

aspiră un volum $S \times \ell$ (ℓ = lungimea cursei) și refulează un volum egal cu $0,5 S \times \ell$.

În timpul deplasării de la stînga spre dreapta, pistonul refulează un volum $S\ell$. Jumătate din acest volum acționează pe fața stîngă a pistonului și umple cilindrul.

Volumul efectiv refulat atunci este $1/2 S \times \ell$.

Astfel, cu toate că pompa este identică cu o pompă cu simplu efect (2 clapete), ea se comportă ca o pompă cu dublu efect.

Utilizare

Aceste pompe sînt utilizate pentru debite mici și adesea pentru presiuni ridicate:

- Injecție de reactivi în cazan,
- Încercarea hidrolică a corpurilor de vană ale preîncălzitoarelor și rezervoarelor.

o) Pompe cu membrane (fig.38)

Variația de volum poate fi obținută prin deformația alternativă a unei membrane elastice.

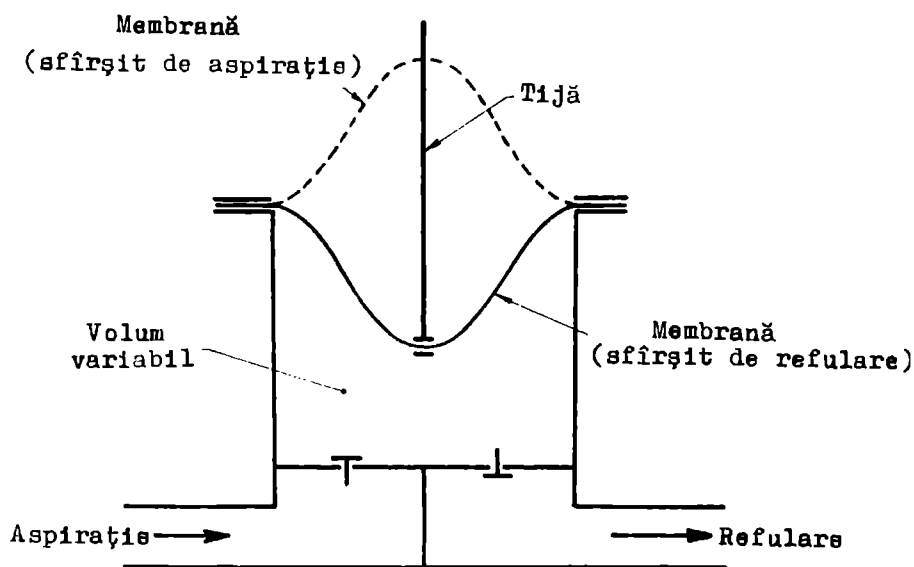


Fig.38

2. POMPE VOLUMETRICE CU MIȘCARE ROTATIVĂ

Printre pompele de acest tip trebuie semnalate, printre altele, următoarele pompe:

- 2.1. Pompele cu angrenaje.
- 2.2. Pompele cu gîrîb.
- 2.3. Pompele cu palete.
- 2.4. Pompele cu pistoane dispuse în stea.

Aceste pompe sînt animate de o mișcare de rotație și pot fi comandate direct de un motor electric. Ele nu au nici o clapetă.

2.1. Pompa cu angrenaje

Această pompă se compune din două angrenaje în priză (fig.39).

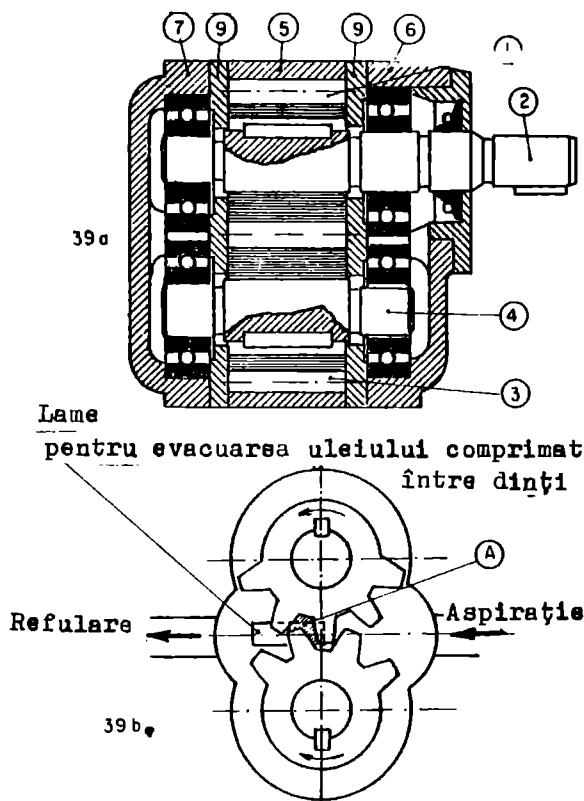


Fig. 39

a) Pinionul motor este împănăat pe arborele de comandă. Conduotele de aspirație și de refulare sînt racordate la corpul pompei.

Dinții pinicanelor, intrînd în priză în partea refulării, expulzează uleiul conținut în golurile dinților, în timp ce vidul care se creează la ieșirea dinților din angrenare provoacă aspirația uleiului în goluri.

Pompele curente cu angrenaj sînt de construcție simplă. Figura 39 reprezintă o pompă cu angrenaje. Pinionul motor (1) este împănăt pe arborele (2) cuplat cu un motor. Pinionul antrenat (3) este împănăt pe arborele (4). Pentru a evita să se atingă presiuni foarte ridicate ale uleiului comprimat în camera (A) între dinții în priză, se execută în platină o mică frezare care permite scăparea uleiului comprimat spre refulare.

2.1.1. Characteristic

a) Debitul

Debitul unei pompe cu angrenaje este funcție de:

- viteza pompei;
- înălțimea danturii;
- modulul danturii.

Modulul fiind cu atât mai mare cu cât numărul de dinți este mai mic, se deduce că debitul va crește dacă se reduce numărul dinților.

(Există pompe cu angrenaj cu doi dinți).

Debitul va mai crește dacă:

- se mărește viteza;
- se mărește lățimea dinților.

b) Curbs debit

Debitul unei pompe cu angrenaje are un regim pulsatoriu. Aceste pulsații sînt foarte dăunătoare.

Pentru a obține un debit uniform ar trebui mărit numărul dinților pignonului motor, dar aceasta implică micșorarea debitului pentru o pompă de aceeași dimensiuni.

Se poate obține o micșorare sensibilă a amplitudinii pulsațiilor, executând o pompă compusă din două perechi de angrenaje montate unul alături de celălalt și decalate cu o jumătate de dinte.

2.1.2. Realizare și construcție

În general pinioanele sînt realizate din oțel nichel crom și rectificate. Celelalte elemente ale pompei sînt (fig.39,a):

(5) corpul - din fontă cenușie de calitate;

(6) și (7) flanșele - din fontă;

(9) platinele rodate - din fontă cenușie de calitate; ele au drept scop să amelioreze etanșeitatea fețelor laterale ale pinioanelor.

Jocul axial între pinioane și platine este de la 0,03 la 0,04 mm.

2.1.3. Echilibratul

În pompele cu angrenaje (de construcție curentă), uleiul exercită o presiune radială importantă asupra pinioanelor, ceea ce poate să provoace deformarea arborilor, de unde o creștere a jocului și în consecință creșterea debitului de scăpări. De altă parte, aceste eforturi radiale conduc la o dimensionare a palierelor sau a rulmenților care îngreuează construcția acestor pompe.

În scopul de a face față acestor inconveniente, pentru realizarea presiunilor mari de refulare, se construiesc pompe sau pinioane echilibrate. Diferitele principii de echilibrat sînt reprezentate în fig.40.

Figura 40,a arată cum se execută echilibratul presiunii cu ajutorul străpungerilor radiale prin pinioane (aceste străpungeri se încrucișează dar nu comunică între ele).

Pe partea de refulare, presiunea care se exercită pe pinioane dă forțe rezultante F_1 și F_2 .

Mulțumită străpungerilor laterale, uleiul sub presiune pătrunde prin fiecare pinion pe partea opusă camerei de refulare, ceea ce creează forțele rezultante F_3 și F_4 , care echilibrează pe F_1 și F_2 . Pe figura 40,a, străpungerile corespund fiecărui gol între dinți. Această dispoziție dăunează etanșeității între zonele de aspirație și de refulare. Pentru a remedia acest inconvenient, străpungerile pot fi rărite.

În orice caz, pentru a reduce la minimum eforturile asupra pinioanelor trebuie prevăzută o cameră de refulare avînd cele mai reduse dimensiuni posibile.

Un alt dispozitiv de echilibrat este reprezentat pe figura 40,b. Dar în acest caz pompa nu se poate învîrți decît într-un singur sens.

2.1.4. Zgomote

Cavitația

Este important ca golurile dintre dinți să fie complet umplute de ulei

la aspirație. În caz contrar, spațiile incomplet umplute provoacă formarea vaporilor de ulei, care comprimați brusc la refulare provoacă șocuri hidraulice și un zgomot considerabil. Acest zgomot este mai slab pentru uleiurile viscoase, dar crește considerabil cu creșterea vitezei și a presiunii.

Construcția reprezentată în fig.41 are de scop să îmbunătățească umplerea golurilor la aspirație prin realizarea unei camere de aspirație foarte mari. Zgomotul de funcționare al pompei este astfel redus.

Pentru a obține o umplere corectă, trebuie evitate în conductele de aspirație viteze ale uleiului mai mari de 1,5 - 2,5 m/s.

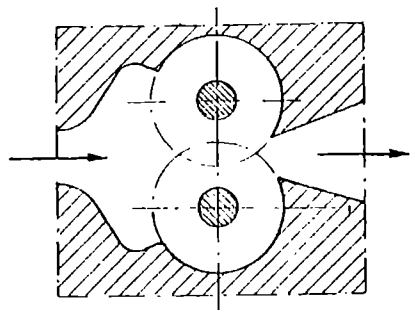


Fig.41

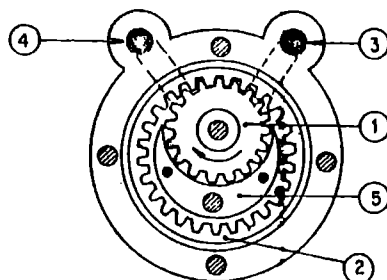


Fig.42

2.1.5. Pompa cu angrenaj interior

Este de asemenea posibil să se realizeze o pompă cu angrenaje plasând una din roțile dințate în interiorul celeilalte (fig.42).

Aceste pompe au un ancombrament mai redus. În plus, la aspirație ele creează un vid mai avansat (pînă la 675 mm mercur).

Motorul antrenează pinionul interior (1), care la rîndul lui antrenează coroana dințată (2). Pentru sensul de rotație indicat, aspirația se face prin orificiul (3) și refularea prin orificiul (4). Etanșeitatea între aceste orificii este asigurată printr-o piesă în formă de corn (5). Se vede că aspirația este provocată prin creșterea de volum în regiunea care comunică cu aspirația.

Dantura transferă lichidul spre refulare.

Aceste pompe pot să debiteze de la 1 la 200 l/minut la o presiune de 20 la 30 bari.

2.1.6. Utilizarea pompelor cu angrenaje

Ele sînt utilizate în majoritatea circuitelor auxiliare de ungere:

- ungerea palierelor unei pompe de alimentare, unui reductor;
- ungerea buldozerelor;
- circuitul de comandă al mașinilor-unelte.

Reglarea debitului poate fi obținută gîtuind cu o vană circuitul de ulei la refulare. Presiunea crește în amontele vanei și o parte a uleiului revine la rezervor prin supapa de siguranță, numită supapa de descărcare.

2.2. Pompe cu șurub

Pompele cu șurub permit obținerea presiunilor ridicate, păstrînd un bun randament.

În pompele cu angrenaje fiecare particulă de lichid se deplasează într-un plan perpendicular pe axa de rotație.

În pompele cu șurub lichidul se deplasează paralel cu axa de rotație, orificiile de aspirație și de refulare fiind în general plasate la cele două extremități ale aparatului.

Funcționarea unei pompe cu trei șuruburi (fig.43).

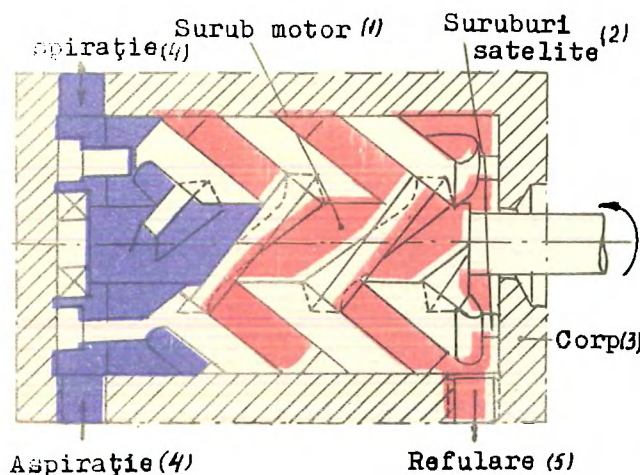


Fig.43

Șurubul elicoidal central (pas la dreapta, șurub motor) (1) antrenează două șuruburi laterale (pas la stînga) (2) într-un corp etanș (3). Șuruburile laterale fracționează cavitățile danturii spiralei șurubului central în mai multe incinte (celule) elicoidale etanșe. Uleiul aspirat în (4) umple aceste incinte care în timpul rotației șurubului se deplasează spre refulare (5). Această deplasare a uleiului este analogă deplasării unei piulițe (nerotative) pe un șurub în rotație.

2.2.1. Caracteristicile pompelor cu șurub

Fluidul este împins într-un flux regulat fără șocuri și fără agitare. Debitul este astfel constant.

Acesta din urmă este funcție de viteza de rotație a șurubului central și de dimensiunile șurubului central.

Lungimea utilă a șuruburilor este cu atât mai mare cu cât presiunea de refulare este mai ridicată. Aceasta se explică prin faptul că etanșeitatea este cu atât mai bună cu cât raportul: lungimea șurubului supra pas este mai mare. Astfel acest raport este puțin superior unității cînd presiunea de refulare nu depășește 20 bari, dar este egal cu 5, cînd această presiune atinge 175 bari.

2.2.2. Realizări

a) Pompa cu două șuruburi Guinard (fig.44).

Aceste pompe, utilizate de preferință pentru pomparea lichidelor viscoase, sînt echipate cu două șuruburi simetrice, pentru a compensa împingerile axiale asupra rotorului.

Tubulatura de aspirație este racordată în acest caz la centrul pompei. Pompele de acest tip sînt prevăzute pentru o presiune maximă de 30 bari, cu debite variînd de la 1,2 m³/h la 50 m³/h, randamentul lor putînd atinge 70%. Viteza de antrenare este cuprinsă între 700 rot/min și 1400 rot/min.

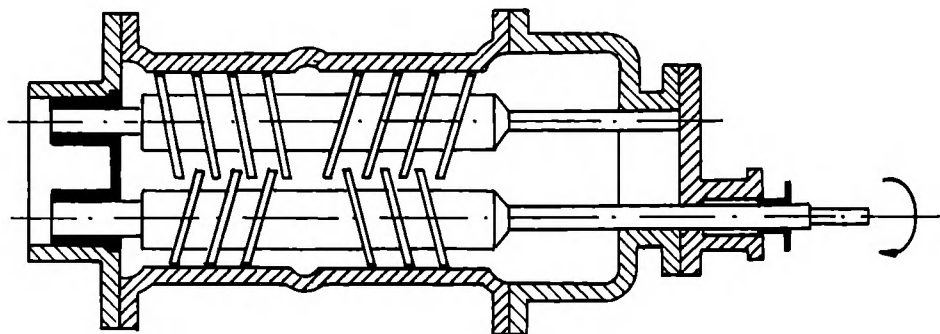
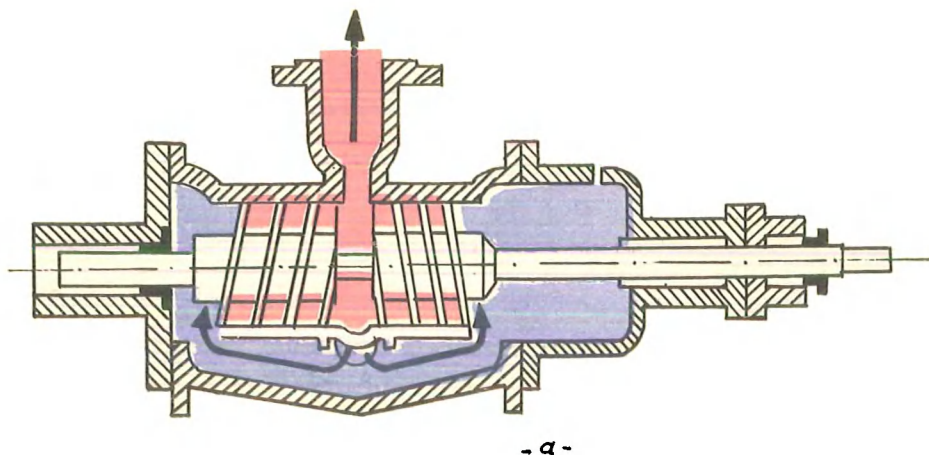
b) Pompe cu trei șuruburi I.M.O.

Identică cu pompa descrisă din fig.43, ea poate atinge presiuni vecine 175 bari.

2.2.3. Utilizarea pompelor cu șurub

Aceste pompe sînt în general utilizate pentru pomparea lichidelor vîscoase. Ele sînt utilizate în particular pentru alimentarea cazanelor cu pîcură.

Debitul acestor pompe fiind în general constant, el poate fi variat utilizînd o supapă de descărcare care obligă o parte din lichidul debitat să se întoarcă în rezervorul plasat la aspirație.



- b - Fig. 44. Pompa cu șuruburi

2.3. Pompe cu palete

Pompele cu palete sînt esențial pompe cu debit variabil. Pot fi deosebite două tipuri de pompe cu palete:

1. Pompe a căror alimentare și refulare se fac prin exteriorul rotorului, adică printr-un canal venind din exterior la camerele formate de palete.
2. Pompe a căror alimentare și refulare se fac prin interiorul rotoarelor.

2.3.1. Pompă cu palete alimentate prin stator

Fig.45 reprezintă una din aceste pompe.

Rotorul (2) împănăt pe arborele de comandă, este prevăzut cu canale radiale, pe care culisează paletele (3). Rotorul se învîrtește în corpul de

pompă. Paletele se aplică pe corp, asigurând astfel și etanșeitatea între aspirație și refulare.

Rotorul învîrtindu-se în sensul săgeții, se vede că alveolele cuprinse între palete cresc în volum, provocînd astfel aspirația în cavitatea (a). În cavitatea (b) alveolele își reduc volumul, provocînd refularea lichidului.

Paletele sînt susținute de două patine care alunecă într-un inel de ghidaj circular.

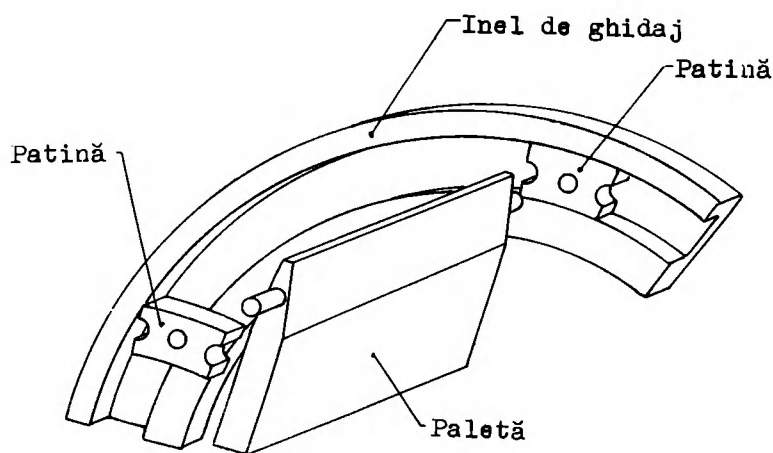
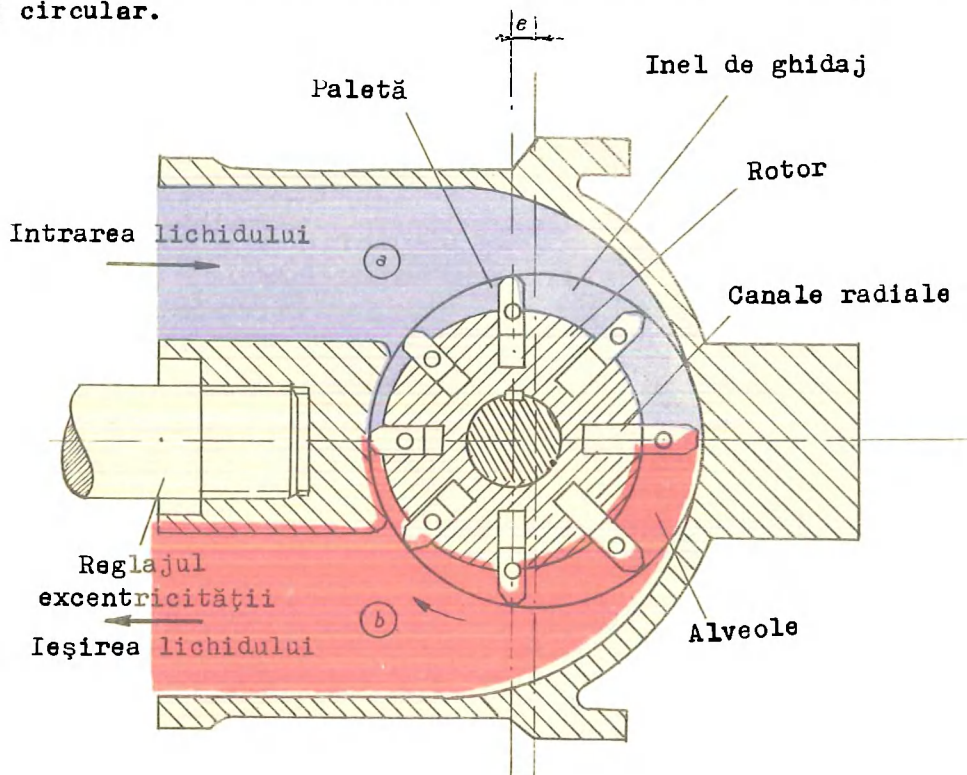


Fig. 45

De asemenea, paletele pot să nu fie ghidate decît de pereții canalelor radiale ale rotorului; în aceste condiții ele sînt plesate pe corpul de pompă de către forța centrifugă și acțiunea unui resort plasat în fundul căii.

Debitul acestei pompe este în funcție de lungimea rotorului, de diametrul său și de excentricitatea sa.

Se modifică debitul acestei pompe, făcînd să varieze excentricitatea.

Ele pot asigura un debit cuprins între 2,8 și 250 m³/h, presiunea putând atinge 10 la 15 bari.

2.3.2. Pompe cu paletă cu evacuare prin rotor

Fig.46 reprezintă una din aceste pompe.

Rotorul poartă canale radiale în care culisează paletetele. El se rotește în jurul unei axe în care au fost frezate camerele de aspirație (A) și de refulare (R).

Creșterea de volum a alveolelor cuprinse între palete provoacă aspirația (partea albastră pe figură), în timp ce micșorarea volumului acestora din urmă (partea în roșu) provoacă refularea.

Variația de debit a pompei se face prin variația excentricității "e". Se poate micșora această excentricitate până la 0 și să i se dea valori negative (fig.46,b). În acest caz dacă se păstrează sensul de rotație a rotorului, camerele de aspirație și de refulare sînt permutabile.

Acest tip de pompă introduce pierderi de sarcină mai importante decît pompa cu palete discutată. Dar pentru anumite aplicații ea poate fi interesantă, în particular pentru comanda mașinilor-unelte.

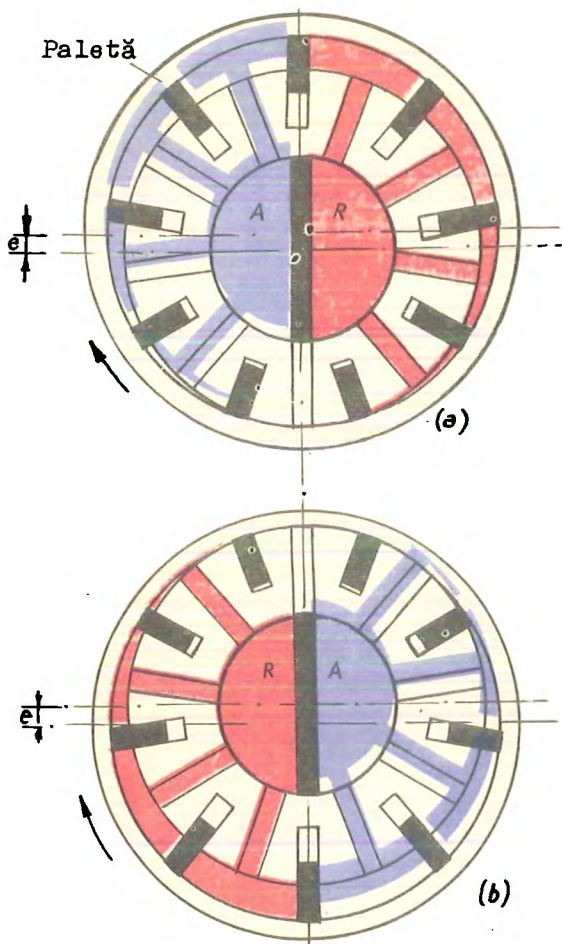


Fig.46

2.4. Pompe cu pistoane

Utilizarea din ce în ce mai răspîndită a presiunilor ridicate cere pompe avînd joc din ce în ce mai redus între organele lor în mișcare. Este deci necesar să se facă apel la pompele cu pistoane pentru care se poate executa un asamblaj al pistonului și cilindrului cu jocuri mai mici decît cele ale pompelor cu angrenaje și pompelor cu palete.

Acest tip de pompă se divide în două grupe:

1. Pompe cu pistoane multiple în stea, adică dispuse în același plan;
2. Pompe cu pistoane dispuse în spațiu.

2.4.1. Funcționarea pompelor cu pistoane multiple

Fig.47 reprezintă o pompă de acest tip. Pistoanele (3) sînt aplicate pe tamburul (1) cu ajutorul resorturilor (4).

În timpul rotației rotorului (2), pistoanele, tot aplicate pe tambur, execută o mișcare alternativă de du-te-vino în alezajul lor respectiv. Astfel,

în timp ce ele se depărtează de centru, aspiră uleiul din camera de aspirație (5) (prima semirotație a rotorului), pentru a-l refula apoi în timpul semirotației următoare a rotorului spre centru în camera de refulare (6).

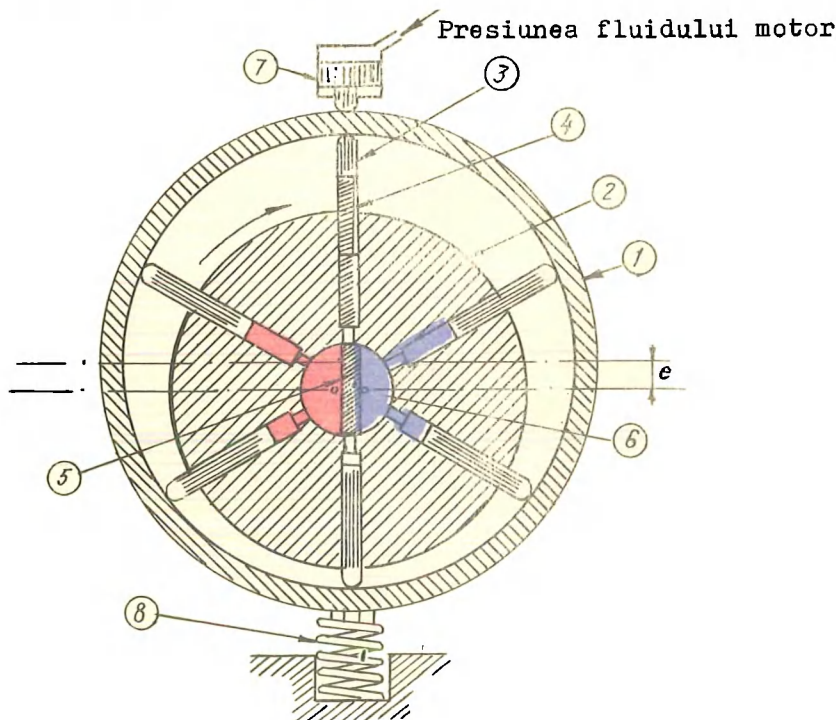


Fig. 47

Debitul acestei pompe poate fi făcut variabil acționând asupra excentricității "e". Dacă se dorește obținerea unei presiuni reglate, se poate deplasa automat tamburul, făcând ca presiunea fluidului motor să acționeze asupra unui piston (7), a cărui acțiune este compensată de un resort antagonist (8).

2.4.2. Construcția

Numărul pistoanelor întâlnit în practică variază de la 5 la 9.

Pentru construcția acestor pompe se utilizează următoarele materiale:

- Rotor din bronz fosforos și mai rar din fontă.
- Pistoane din oțel cu crom-nichel cementat, călit.
- Tambur din oțel de rulmenți - călit.

Pistoanele și alezajele lor sînt rodite. Jocul între piston și cilindru nu depășește 0,008 mm. Ovalizarea pistonului nu trebuie să depășească 0,005 mm și ovalizarea alezajului 0,01 mm.

2.4.3. Pompa cu pistoane multiple dispuse în spațiu

Pompa reprezentată în fig. 48 este compusă dintr-un corp cilindric (4), rotindu-se în jurul unui disc fixat pe fusul (8).

În cilindrul corpului (4) se deplasează pistoanele (5) legate cu tija lor (10) de platoul de comandă (2), antrenat de arborele (1). Același platou antrenează corpul (4) prin intermediul arborelui articulat (3).

Aspirația și refularea lichidului se efectuează prin camere inelare de

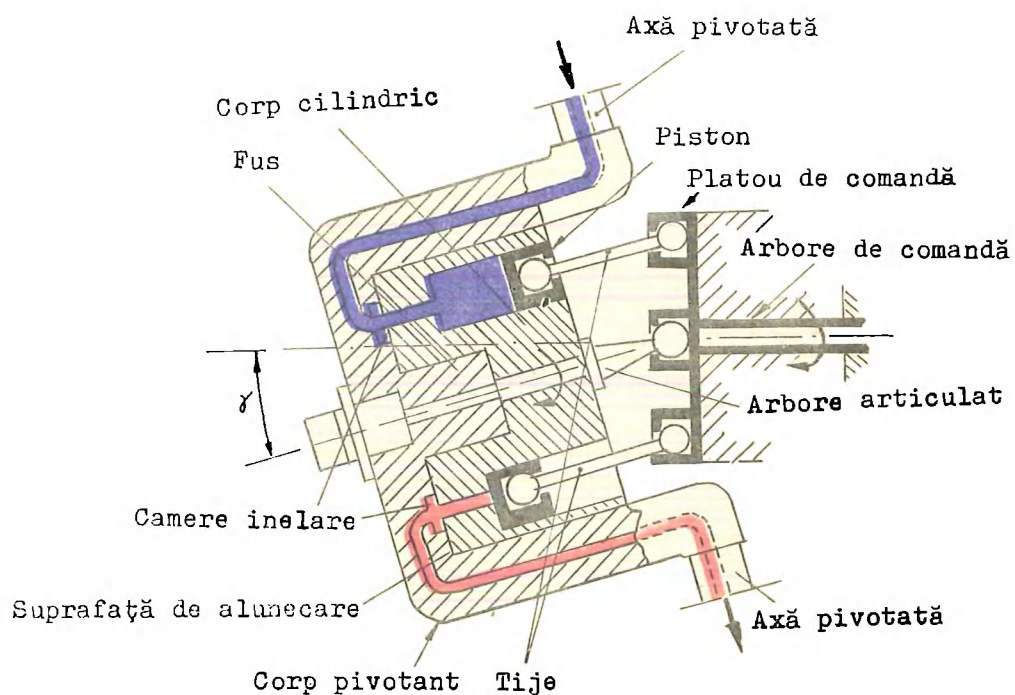


Fig.48. Pompă cu pistoane multiple

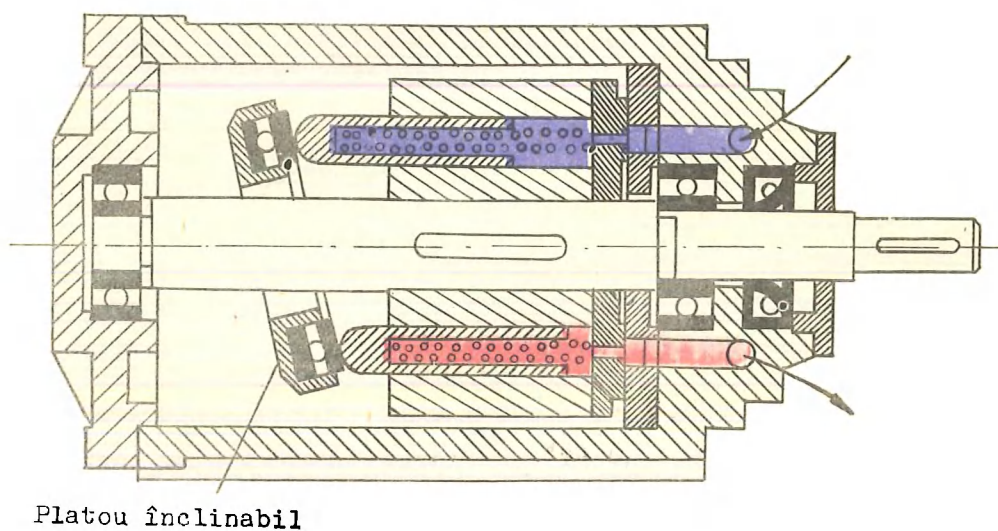


Fig.49. Pompă cu pistoane multiple comandate de platou și de resorturi.

aspirație și de refulare, camere care deșuează pe suprafața de alunecare (7) între corpul învîrtitor și discul fix.

Se poate face să varieze debitul refulat de pompă, modificînd unghiul de înclinare (γ) făcu: corpul pompei cu platoul arborelui de comandă.

Pistoanele sînt legate cu platoul de comandă prin tije (10). Cu toate acestea există alte dispoziții în care pistoanele sînt aplicate pe platoul înclinabil prin resoarte (fig.49).

3. REGLAJUL DEBITULUI POMPELOR VOLUMETRICE

Reglajul debitului se face la pompe volumetrice cu ajutorul unei su-pape tarate, plasate la refulare, a cărei descărcare revine la rezervorul si-tuat la aspirație.

La pompele rotative (pompe cu palete și pompe cu pistoane multiple) se reglează debitul făcînd să varieze excentricitatea rotorului purtător de pa-lete sau purtător de pistoane.

VI. POMPE CENTRIFUGE

1. TEHNOLOGIA ȘI CONSTRUCȚIA POMPELOR CENTRIFUGE

Considerînd numai oboseala metalului, viteza periferică a unui rotor de pompă centrifugă ar putea atinge 80 - 100 m/s, dar, în practică construc-torii se limitează la viteze de 40 - 60 m/s.

Această limitare necesită, în cazul înălțimilor de refulare ridicate, utilizarea mai multor pompe monocelulare, adică cu un singur rotor, dar pla-sate în serie.

Această punere în serie poate fi realizată practic cu ajutorul unui ansamblu omogen de anconbrament redus, constituit dintr-o succesiune de ro-toare identice. Acest tip se numește multicelular. Cînd debitul ce trebuie a-sigurat este foarte important și înălțimea de ridicare relativ redusă, se u-tilizează oteodată, pentru a nu reduce prea mult viteza de rotație, pompe care au 1, 2 sau 3 celule în paralel, fiecare din ele fiind constituită din-tr-un rotor dublu, adică din două rotoare simple puse spate în spate.

Detaliile de construcție studiate în acest capitol privesc în particu-lar problemele relative la scăpări și la împingerile axiale.

2. POMPE MONOCELULARE

2.1. Rotorul

Vitezele de scurgere ale lichidului la intrarea rotorului sînt cuprin-se între 2 m/s și 5 m/s.

Numărul aripicarelor variază de la 3 la 8, numerele cele mai frecvente fiind 5, 6 și 7.

Pentru a evita o înapoiere prea importantă a lichidului refulat spre aspirație (scăpere la legăturile între rotor și corpul de pompă), trebuie

asigurat un joc minim între rotor și stator. Aceste legături de etanșeitate se numesc joante hidraulice (labirinturi hidraulice).

Valoarea acestui joc variază după diametrul părții rotative unde trebuie realizată etanșeitatea. Se adoptă aproximativ valorile următoare:

$e = 0,1 \text{ mm}$	până la D joantă = 100 mm
$e = 0,15$ la $0,20 \text{ mm}$	" " = 300 mm
$e = 0,20$ la $0,30 \text{ mm}$	" " = 500 mm
$e = 0,5 \text{ mm}$	" " = 1000 mm
$e = 1 \text{ mm}$	" " = 1500 mm

Acest joc trebuie să fie minim posibil pentru a nu afecta randamentul pompei. Lungimea joantei intervine de asemenea în calculul scăpării. Această lungime variază între 10 și 40 mm. Joantele hidraulice sînt adesea echipate cu inele adăugate,

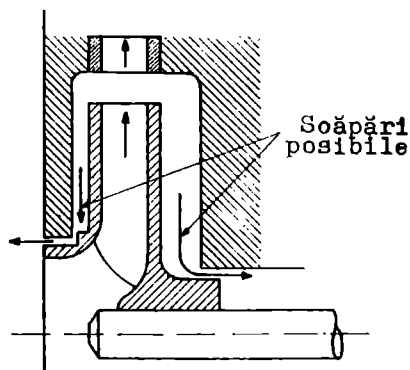


Fig. 50

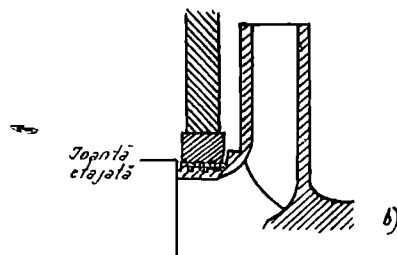
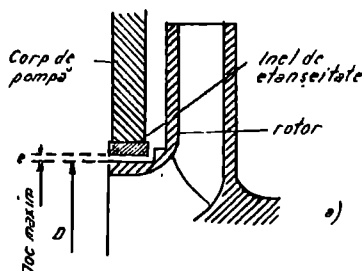


Fig. 51

ușor înlocuibile dacă, prin uzură, jocul lor a devenit prea mare (fig. 51, a).

Anumiți constructori utilizează joanta hidraulică "etajată", de mici dimensiuni, dar cu prelucrare dificilă (fig. 51, b).

2.2. Piesă de aspirație

Piesa de aspirație poartă flanșa la care se racordează conducta care alimentează pompa. Ea poate fi axială sau cotită (fig. 52).

În primul caz, porțiunea de conductă poate fi cilindrică sau conică convergentă. Generatoarea superioară trebuie să fie orizontală, pentru a evita acumulările de aer (risco de dezamorsare).

Traseul pieselor de aspirație cotite trebuie să fie îngrijit. Schimbarea de direcție va fi progresivă pentru a nu dăuna randamentului.

2.3. Corpul de pompă

Principalul său rol este de a transforma energia de viteză (cinetică) în energie de presiune (potențială). Această transformare se face prin intermediul difuzorului.

a) Difuzor în melc (fig. 53, a)

Secțiunea melcului variază progresiv pentru a provoca diminuarea

(reducerea) vitezei lichidului (prin creșterea secțiunii). Secțiunea dreaptă a acestui difuzor este circulară, dreptunghiulară sau trapezoidală.

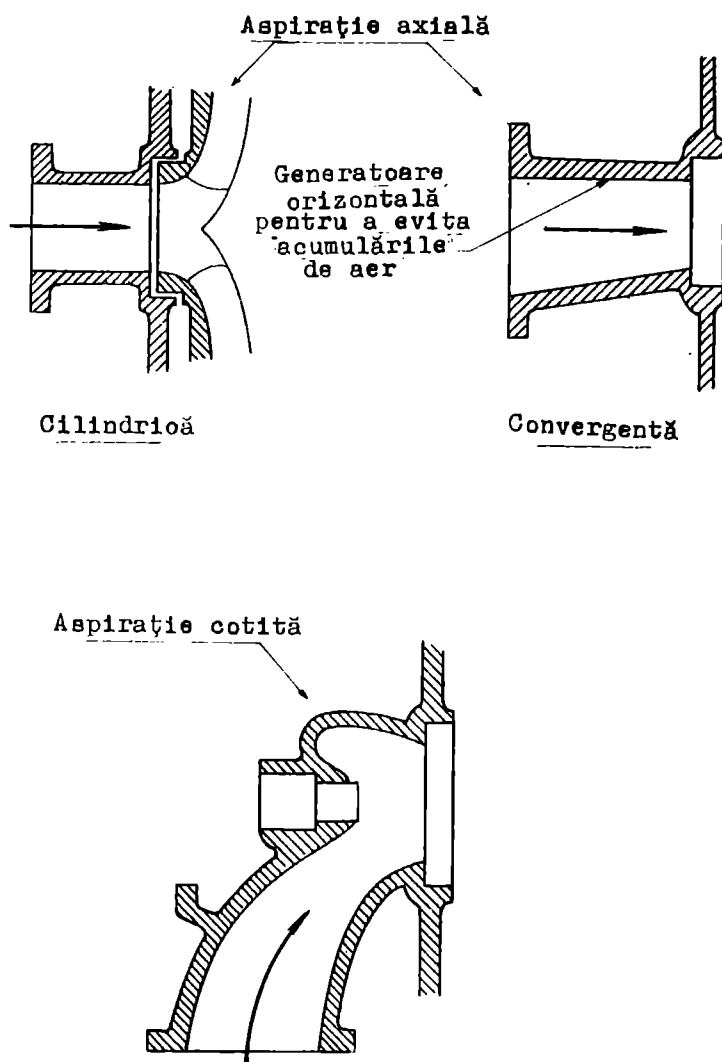


Fig.52. Piese de aspirație

b) Difuzor cu aripioare (fig.53,b)

Se poate considera acest gen de difuzor ca o serie de melci parțiali. Aripioarele formează între ele canale divergente. Aceste difuzoare cu aripioare sînt utilizate mai ales în pompele multicelulare.

De notat că numărul aripioarelor difuzorului trebuie să fie prim cu cel al aripioarelor roții, pentru a se evita interferențele.

c) Difuzor neted (fig.53,c)

Este constituit din doi pereți ficeși care prelungesc flanșele roții. Randamentul lui este foarte slab.

2.4. Pregarnitură

Pentru a se asigura etanșeitătea între arbore și corpul de pompă se

utilizează o presgarnitură. După cum este nevoie să se izoleze de atmosferă o zonă a pompei sub presiune sau sub vid, trebuie luate diverse precauții.

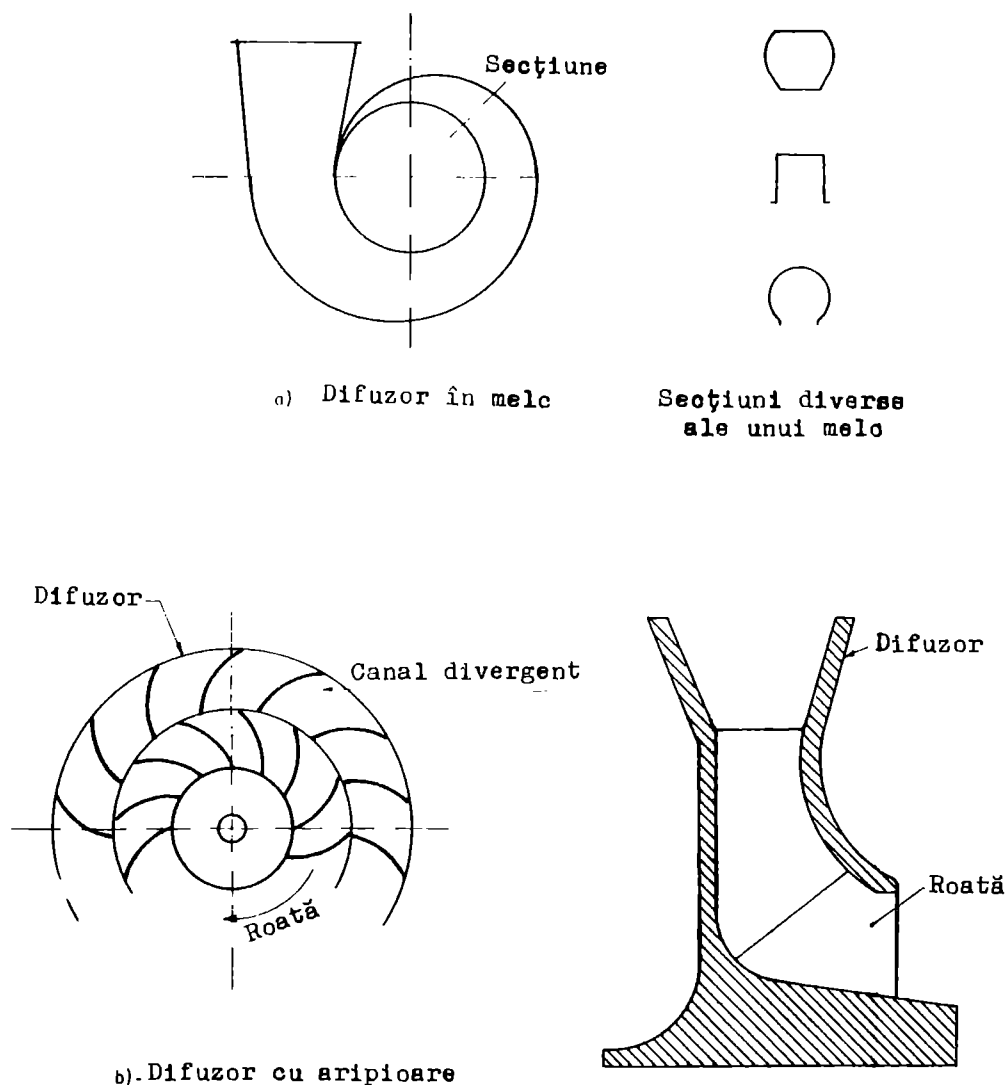


Fig.53. Difuzoare

a) Presgarnitură sub presiune (fig.54)

Dacă presiunea nu este prea ridicată este suficientă o serie de șuruburi (fig.54,a). Numărul șuruburilor nu trebuie să fie prea mic (ceea ce ar conduce la o etanșeitate insuficientă) nici prea mare, ceea ce ar provoca frecări importante. Snurul nu trebuie să fie prea comprimat de presor, căci suprimarea oricărei scăpări rischă să producă o încălzire care ar deteriora arborele.

Dacă presiunea este prea ridicată, se face la spatele presgarniturii o cameră pusă în comunicație cu o zonă a pompei în care presiunea este mai slabă (fig.54,b). Dacă nu se dispune decât de zone unde domnește presiunea de aspirație, se va interpune în tubulatura de comunicație o diafragmă care

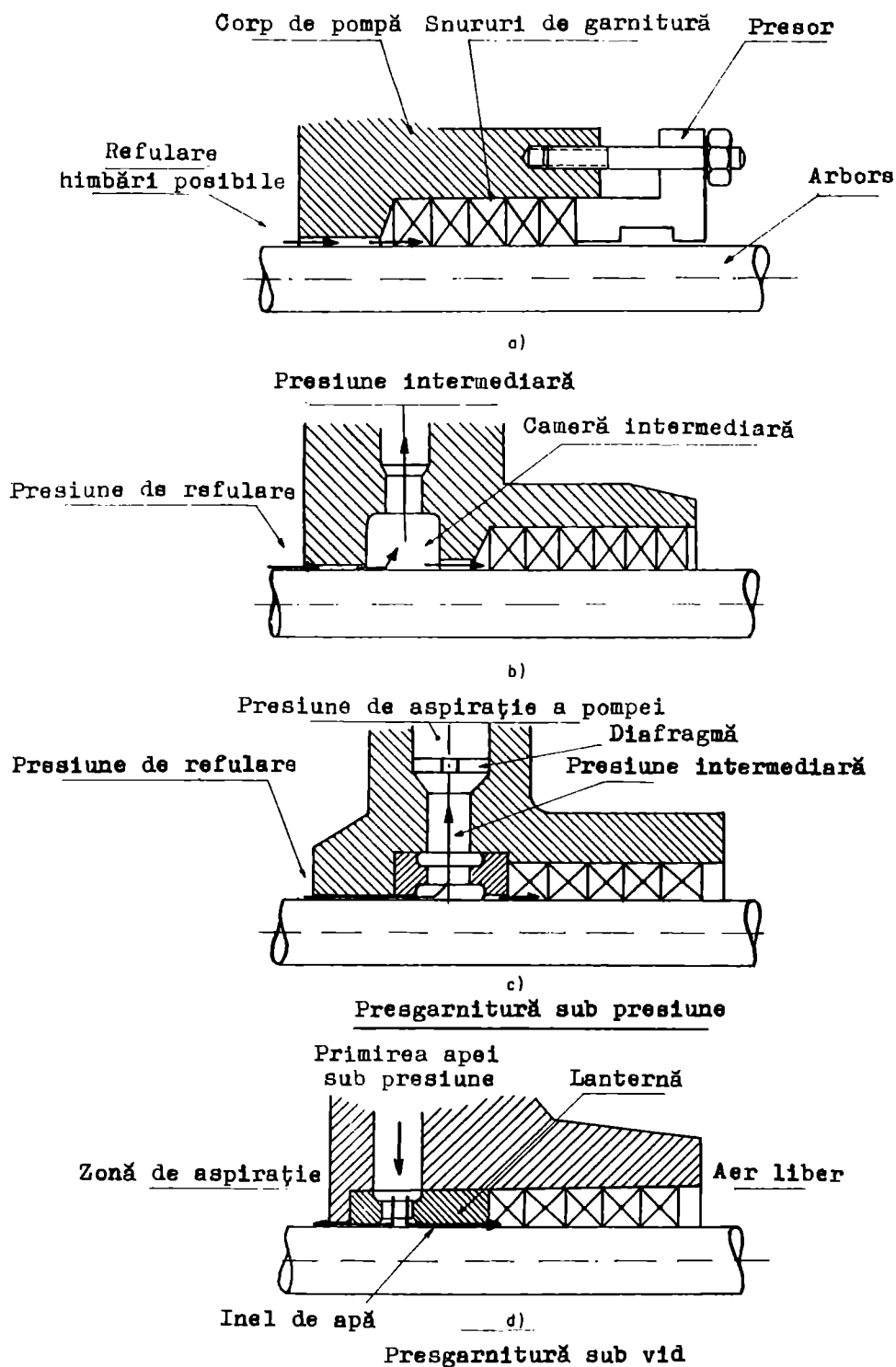


Fig.54. Presgarnitură sub presiune

Dacă lichidul deplasat de pompă este încărcat cu particule solide, prin reținerea particulelor solide, șnurul presgarniturii ar putea provoca o uzură extrem de rapidă a arborelui. De aceea este oțteodată necesar de a cãmășui arborele în dreptul presgarniturii sau de a-l metalisa. O altă soluție este alimentarea presgarniturii cu un lichid curat, provenind dintr-o sursă exterioară și sub o presiune puțin superioară celei care domnește în spatele presgarniturii.

Preegarnitura de pe partea aspirației are drept scop să evite intrările de aer în lungul arborelui (rieu de cavitație). Pentru aceasta se formează o joantă hidraulică în spatele șnururilor. În fundul outiei de garnitură se dispune o "lanternă" prevăzută cu găuri și alimentată sub presiune. În jurul arborelui intrarea aerului este împiedicată de un inel de apă format etanș în jurul acestuia.

- pentru apă rece	bumbac în seu
- pentru apă caldă	azbest grafitat
- pentru acid	azbest parafinat

Stator

Rotor

A

B

C

D

F1

Raza rotorului

b2

F1

Forța

Diagrama de repartitie a forțelor aplicate flanșei în funcție de raza rotorului

c) Garnitură mecanică

De ex. garnitura "Byron-Jackson" este construită dintr-un inel invirtitor de stelit și dintr-un grăunte fix de grafit, ale cărui fețe de contact sînt uzinate cu o mare precizie. Contactul permanent între aceste două piese este asigurat de un resort. Pelicule care se stabilește între cele două suprafețe asigură etanșeitatea.

2.5. Echilibrarea împingerilor axiale

Se consideră rotorul reprezentat pe fig.55, rotindu-se în interiorul statorului său. Pe fețele ABCD ale roții acționează o presiune.

Fața CD având o secțiune mai mare ca AB, rezultă de aici un efort după săgeata F_1 .

F_1 este rezultatul diagramei de repartiție a forțelor, date cu titlu de indicație (fig.55).

Realizarea echilibrului

2.5.1. Pompe monocelulare (fig.56)

1. Pentru a echilibra împingerile asupra rotorului, acesta este prevăzut de fiecare parte și la același diametru cu joante (etanșări) hidraulice,

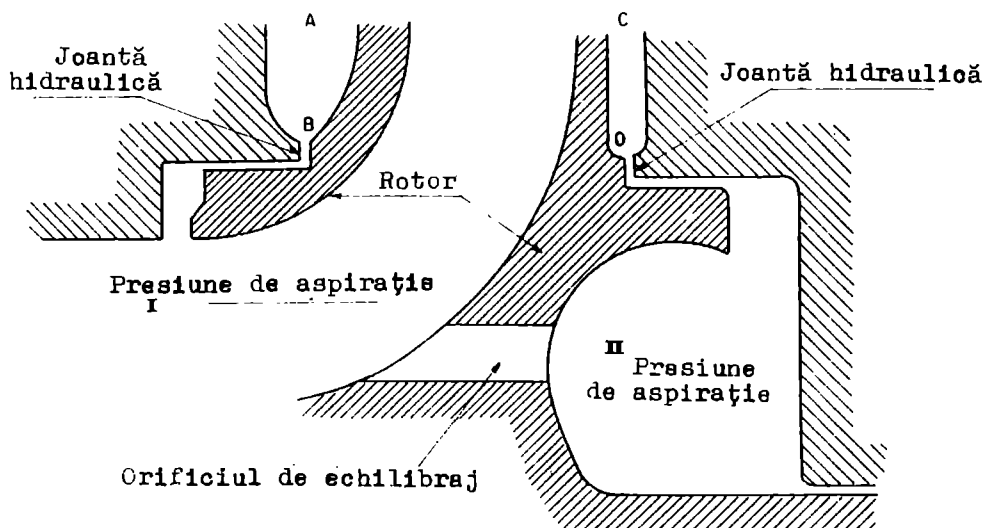


Fig.56. Echilibrul unei pompe monocelulare

în așa fel ca suprafețele AB și CD să fie egale, iar pe flanșa de pe partea butucului să se perforază găuri de "echilibraj", între butuc și joantă, punând astfel cele două fețe ale acestei flanșe la aceeași presiune (presiunea de aspirație). În loc de a perfora această flanșă, se poate dispune o țevă exterioară care pune în comunicație zona I și zona II.

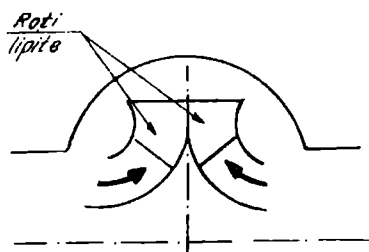


Fig.57. Rotor dublu

2. Echilibrul poate fi realizat, de asemenea, foarte simplu, utilizându-se un rotor dublu, zis rotor cu două guri, constituit din două rotoare lipite spate în spate (fig.57). Împingerile sînt atunci egale și opuse în măsura în care corpul de pompă și părțile fixe din jurul rotorului sînt simetrice.

3. POMPA MULTICELULARĂ

3.1. Pompe cu mai multe rotoare în serie

Construcția multicelulară realizează într-un ansamblu omogen punerea în serie a mai multor pompe monocelulare. Gabaritul acestor pompe este redus,

ele sînt în general constituite dintr-o succesiune de piese identice. Cu toate acestea, aceste mașini comportă un organ delicat: dispozitivul de echilibrare (disc sau pleton).

Se construiesc pompe multiceulare cu 2, 4, 6 roți, și a căror rotor este echilibrat, roțile fiind montate în opoziție două câte două.

Această poziție prezintă marea avantaj de a permite poziția roții aspiratoare în centrul pompei, de a nu avea deci nici o presgarnitură în vid și de a nu necesita un dispozitiv pentru echilibrarea împingerilor axiale. Din contră, ea costă mai scump.

Cînd trebuie absorbit din pînza de apă situată la mari adîncimi, se utilizează pompe de diametru exterior redus și verticale. Ele sînt de tip multiceular, cu elemente succesive, fiecare roată avînd un dispozitiv de echilibrare și împingerilor.

Pompa este legată de organul motor printr-o transmisie verticală, constituită dintr-un arbore închis într-o teacă tubulară. Un tub exterior concentric cu această teacă tubulară servește la susținerea pompei, apa urcînd în spațiul inelar cuprins între cele două tuburi.

Lubrificația palierelor de ghidaj este asigurată de apă. O asemenea pompă trebuie să fie înecată în momentul demarării.

3.2. Pompe cu mai multe roți în paralel

Cînd debitul este prea important în raport cu înălțimea, nu mai este rațional să se realizeze condițiile de funcționare printr-o singură roată sau atunci viteza de rotație a pompei trebuie redusă (ceea ce revine la a practica viteze specifice mai slabe) sau să se utilizeze pompe cu spirală.

S-a recurs la o pompă care comportă una, două sau trei celule în paralel, fiecare celulă fiind constituită dintr-o roată dublă realizată prin două roți simple, plasate spate în spate.

Acest tip de pompă poate fi utilizat pentru a asigura circulația apei în condensatoare

3.3. Echilibrarea împingerii axiale (pompe multiceulare)

Echilibrarea poate fi realizată:

1. Fie echilibrînd fiecare roată printr-o dublă joantă hidrolică (dar aceasta are ca inconvenient mărirea scăpărilor, de a conduce la o construcție alungită și de a se necesita un amortizor mecanic pentru a absorbi împingerile reziduale).

2. Fie prevăzînd un organ unic, care creează o împingere opusă și egală cu împingerea totală a N roți. Acest dispozitiv este "platoul" de echilibrare (fig.58).

Fie A ultima roată a pompei. Platoul de echilibrare se montează pe partea refulării. Camera B este pusă în comunicație cu aspirația pompei sau cu refularea primei roți, decît înălțimea de refulare produsă de acestea din urmă nu este prea ridicată.

Camera C , în care domnește presiunea la ieșire a ultimei roți, comunică cu camera D printr-o gîtuire constituită de jocul cuprins între o bucsă fixă și cămașa arborelui.

Se presupune că împingerile tuturor roților (având rezultantă F_1) aplicate cele două fețe m și n ale platoului de echilibrare une cu alta, fac imposibilă orice scădere. Presiunea care se stabilește în D devine egală cu cea care domnește în C. Dacă această presiune se va exercita pe o suprafață astfel ca împingerea rezultantă (F_2) să fie superioară celei care se exercită pe roți (F_1), fețele m și n se depărtează.

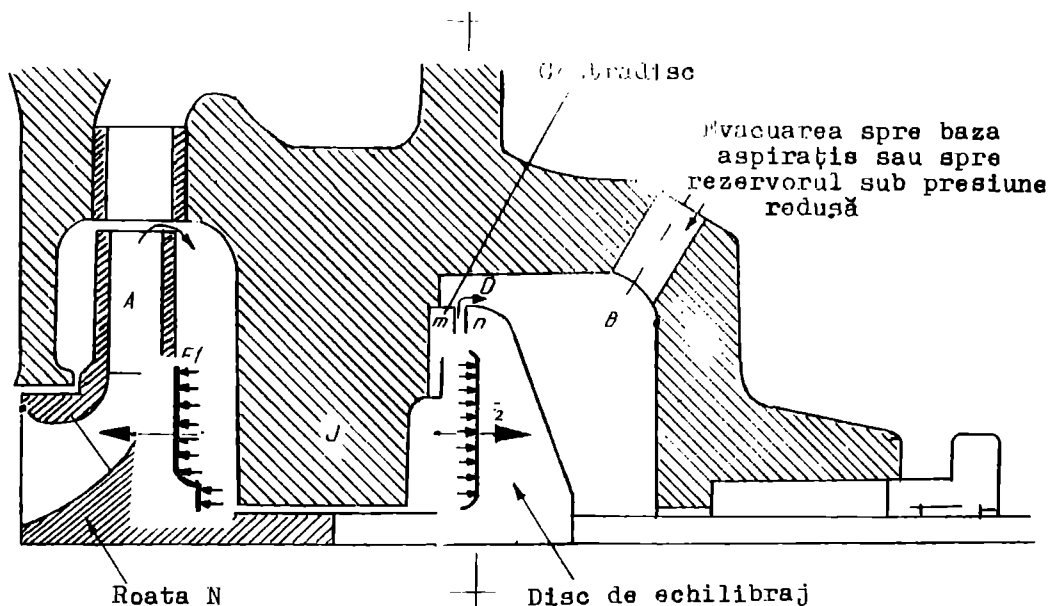


Fig. 58. Platoul pentru echilibrarea împingerilor

Presiunea în camera D va scădea. Împingerea F_2 acționând pe disc se micșorează și devine inferioară celei care acționează asupra roților (F_1). Cele două fețe m și n se apropie, presiunea crește din nou în D. Există o poziție a platoului pentru care contraîmpingerea (F_2) este riguros egală cu împingerea aplicată pe roți (F_1).

În acest dispozitiv, discul și contradiscul sînt organe delicate, supuse uzurii. Jocul între disc și contradisc este foarte redus în mers (5 la 8/100 mm).

Acest dispozitiv nu convine cînd pompa trebuie să vehiculeze ape încălzite cu materiale abrazive și cînd pompa este verticală, cîci platoul mobil ar fi suportat de platoul fix la demarajul pompei.

3. Se mai poate asigura echilibrul împingerii axiale, utilizînd un piston de echilibrare căruia i se adaugă un amortizor mecanic care absoarbe împingerea reziduală.

4. FUNCȚIONAREA ȘI INSTALAREA POMPELOR CENTRIFUGE

4.1. Amorsarea

Pompa centrifugă nu poate să funcționeze decît dacă ea este în prealabil umplută cu apă ca și toată tubulatura de aspirație, adică dacă este amor-sată.

Pentru pompele mici se prevede o clapetă de reținere (sorb) în rezervorul de aspirație la ieșirea tubulaturii de aspirație, care permite umplerea ansamblului printr-o pîlnie.

Cînd tubulatura de aspirație devine importantă, trebuie renunțat la clapeta de picior și se utilizează o meșină auxiliară pentru a proceda la amorsaj (o pompă de vid sau un ejector).

4.2. Secțiunea refulării

Pe refularea fîscărei pompe este necesar să se prevadă un organ ce se închide automat la oprirea pompei, pentru a evita întoarcerea apei care ar putea face pompa să-și inverseze sensul. Pentru instalațiile mari se instalează vane "fluturi" cu comandă hidraulică. În anumite cazuri se utilizează un anti-inversor fixat pe pompă.

4.3. Incidente de funcționare

a) Dezamorsarea în momentul demarajului

Motivele pot fi următoarele:

1. o intrare a aerului în tubulatura de aspirație sau la preegarnitură;
2. o înălțime de aspirație excesivă, provenind din obturarea filtrului sau din deschiderea incompletă a vanei plasate la aspirație.

b) Debitul devine insuficient

1. pompa cavitează;
2. circuitul de refulare este prea rezistent (vană incomplet deschisă sau dizlocată, sau pierderi de sarcină excesive ale ansamblului circuitului);
3. viteza motorului este inferioară vitezei sale normale (frecvență accidental joasă).

4.4. Incercările pompelor centrifuge

Incercările au drept scop de a verifica periodic caracteristicile de funcționare a pompei. Mărimile de măsurat sînt următoarele:

- viteza;
- debitul;
- înălțimea totală;
- puterea absorbită;
- vidul la aspirație.

a) Măsurarea vitezei

Ea se face cu ajutorul unui tahimetru sau al unui stroboscop.

b) Măsurarea debitelor

Ea poate fi făcută în diverse moduri:

- prin rezervor tarat;
 - prin duză, diafragmă sau prin tub Venturi;
- ##### c) Măsurarea înălțimilor (de aspirare și de refulare)

Vid

- fie cu un vacuummetru metalic;
- fie cu o coloană de mercur.

Presiune

- fie cu un manometru metalic;
- fie cu o coloană de mercur.

P a r t e a a d o u a

V E N T I L A T O A R E

I. INTRODUCERE

Ventilatoarele sînt utilizate în centralele termice pentru insuflarea aerului în cazane sau pentru a extrage de acolo gazele de ardere (încălcate sau nu cu particule solide sau lichide); ele sînt utilizate de asemenea pentru transportul cărbunelui pulverizat, ventilația încăperilor sau a mașinilor etc.

Principiul lor de funcționare este același ca cel al pompelor. De asemenea se utilizează ventilatoare volumetrice, numite compresoare și ventilatoare centrifugale.

Prezentul studiu se va limita la ventilatoarele centrifugale a căror presiune de refulare este relativ redusă și pentru care se poate considera fluidul gazos ca neocompresibil.

Capitolul II al notiței tratînd funcționarea pompei se aplică integral ventilatoarelor centrifugale. Primul capitol este consacrat definițiilor și problemelor proprii ventilatoarelor; capitolul următor se ocupă cu tehnologia ventilatoarelor.

II. DEFINIȚII ȘI CARACTERISTICI ALE VENTILATOARELOR

1. Terminologie și clasificare.
2. Mărimi caracteristice.
3. Curbe caracteristice.
4. Reglajul debitelor.

1. TERMINOLOGIE-CLASIFICARE

1.1. Definiție

Se numesc ventilatoare, aparate cuprinzînd un rotor cu palete a cărui rotație asigurată de un motor, întreține mișcarea unui fluid gazos care îl traversează.

Această definiție este însă limitată la aparatele a căror presiune de refulare este sub 2,5 metri coloană de apă. Peste această limită se intră în domeniul compresoarelor.

Aplicațiile ventilatoarelor în centrale sînt numeroase și variate: ventilator de tiraj și de suflaj, ventilator exhaustor, ventilarea diferitelor încăperi.

1.2. Descriere

Ventilatoarele se compun din două părți principale: o parte mobilă sau rotor, o parte fixă sau stator.

Partea mobilă comportă un arbore cuplat cu motorul de antrenare printr-un dispozitiv rigid sau prin curele. Pe acest arbore este împănată o roată purtătoare de palete sau aripioare. Prin intermediul paletelor, arborele transmite fluidului mișcarea de rotație. Arborele se reazemă pe stator prin intermediul palierelor. Niște dispozitive asigură etanșeitățile între arbore și stator.

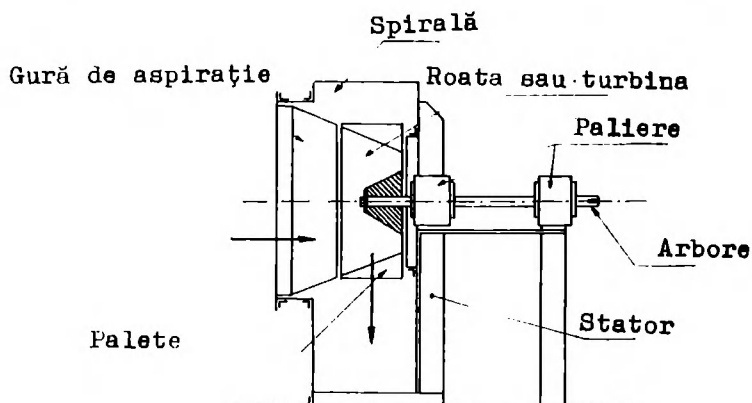


Fig.59

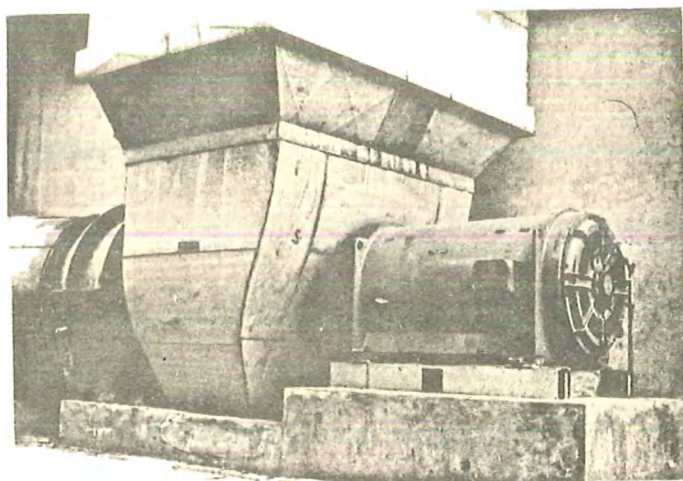


Fig.59,a

Statorul cuprinde orificii de aspirație sau "guri" și eventual un recuperator care are drept scop să transforme în presiune o parte din viteza comunicată fluidului de rotor. Fig.59 reprezintă secțiunea schematică a unui ventilator.

În fotografia 59,a se prezintă ventilatorul de aer de la oazanele de 510 t/h, fabricate de firma M.A.N.

1.3. Clasificare

Ventilatoarele pot fi clasificate în trei categorii:

a) Ventilatoarele centrifugale

Principiul lor de funcționare este următorul: rotorul antrenează în mișcarea sa fluidul, care este aruncat la periferie de forța centrifugă. O particulă de fluid, luată izolat, urmează o traiectorie situată într-un plan perpendicular pe axa de rotație (fig.60,a).

b) Ventilatoare elicoidale

Fluidul antrenat într-o mișcare de rotație de partea mobilă este aruncat axial. Traectoria unei particule de fluid este situată pe un cilindru de revoluție (fig.60,b).

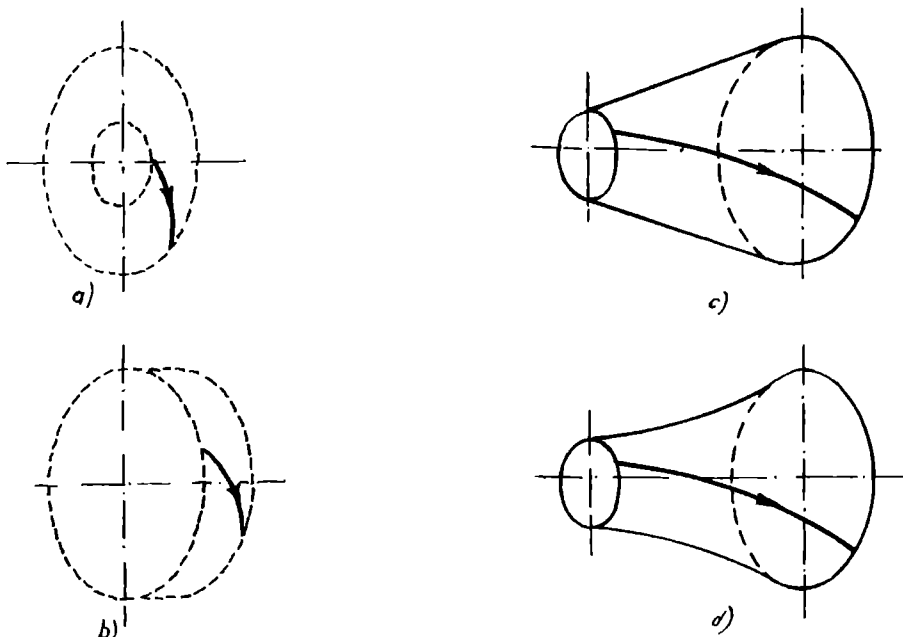


Fig.60

c) Ventilatoare elico-centrifugale

Acest ventilator este de un tip intermediar între cele două precedente. Mișcarea particulei de fluid este în același timp axială și centrifugă. Traectoria acestei particule este o curbă trasată pe un con sau pe o suprafață de revoluție a cărei generatoare este o curbă plană (fig.60,c și d).

Ventilatoarele pot fi clasate și după alte criterii, în special după importanța presiunii produse:

- Ventilatorul de presiune joasă, când presiunea maximă produsă este sub 70 centipiezi (1 centipiez (opz) = 1,02 mm coloană de apă);
- Ventilatorul de presiune mijlocie, când presiunea maximă este cuprinsă între 70 și 350 opz;
- Ventilatorul de înaltă presiune, când presiunea maximă este cuprinsă între 350 și 2500 opz.

2. MARIMI CARACTERISTICE

2.1. Presiuni

Se definește presiunea unui ventilator ca fiind diferența algebrică între presiunile totale medii la flanșa de refulare și la flanșa de aspirație. În Franța, ea se exprimă în bari sau în mm de apă (1 bar = 10,19 m de apă).

Presiunea totală P_t este suma unei presiuni statice P_s și a presiunii dinamice P_d

$$P_t = p_s + p_d$$

presiunea statică fiind presiunea care ar fi indicată de un aparat de măsurare care s-ar deplasa în același sens cu gazele și la aceeași viteză.

Presiunea dinamică exprimă înălțimea în mm de apă, corespunzând vitezei fluidului

$$p_d = \frac{d \cdot v^2}{2 g}$$

cu: p_d = presiunea dinamică în mm de apă;
 v = viteza în m/s;
 d = greutatea specifică în kgf/m³;
 g = accelerația gravitației (9,81 m/s²).

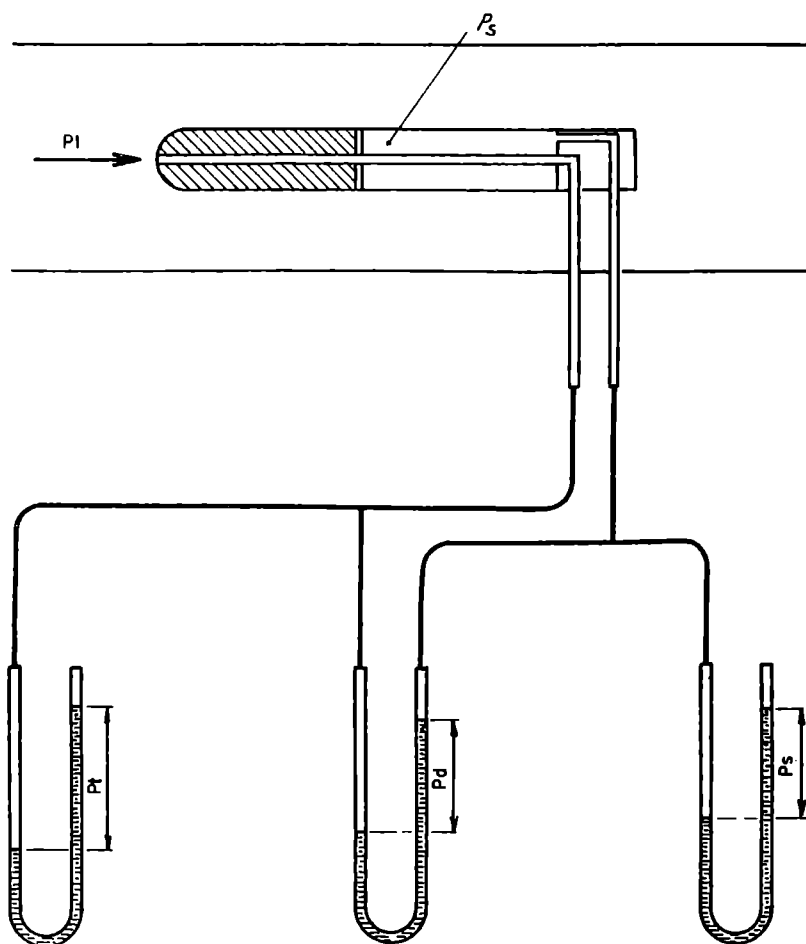


Fig.61

Presiunea totală fiind suma acestor două presiuni (p_s și p_d), se notează că, în cazul unui fluid sub presiune, presiunea totală este suma celor două cantități pozitive, în timp ce în cazul unui fluid sub depresiune (presiunea dinamică fiind totdeauna pozitivă), se obține:

Valoarea absolută a Depresiunii totale = valoarea absolută
a depresiunii statice minus presiunea dinamică

Fie de exemplu

- o depresiune statică de 50 mm
 - o presiune dinamică de 24 mm
- depresiunea totală = $50 - 24 = 26$ mm.

Presiunea se măsoară cu ajutorul tuburilor în U sau tuburilor înclinate. Fig. 61 ilustrează diferitele măsurători ale lui P_t , P_s și P_d .

2.2. Viteza gazelor

Viteza gazelor poate fi determinată de la presiunea dinamică sau printr-un anemometru antrenat în rotație de curentul gazos. Există o corespondență între viteza de rotație a anemometrului și viteza liniară a gazelor.

2.3. Debitul

Pentru ventilatoarele de "joasă și medie presiune", debitul exprimă volumul care traversează ventilatoarele în unitatea de timp. Această mărime se măsoară de obicei în m^3/s .

Debitul poate fi măsurat fie prin sonde, fie prin diafragme.

Măsurarea prin sonde

Se măsoară în mai multe puncte ale unei aceleiași secțiuni, vitezele, de unde se deduce viteza medie. Această viteză medie înmulțită cu secțiunea dă debitul.

Măsurarea prin diafragmă

Diafragma este un orificiu calibrat plasat într-o porțiune dreaptă a conductei, care introduce o pierdere de sarcină prin diferența de presiune între punctele în amonte și aval. Rădăcina pătrată a acestei diferențe de presiune este proporțională cu debitul.

2.4. Puterea absorbită

Este puterea furnizată ventilatorului. Această putere cuprinde, în afară de această putere absorbită în palier, și puterea pierdută din cauza scârpărilor.

2.5. Randamentul

Calitatea unui ventilator se apreciază după randamentul său care se exprimă prin raportul puterii utilizabile către puterea furnizată ventilatorului.

Pierderea de randament a unui ventilator poate fi atribuită la trei factori:

- a) pierderi de presiune sau pierderi "aerodinamice";
- b) pierderi de debite sau pierderi volumetrice;
- c) pierderi mecanice.

a) Presiunea furnizată de un ventilator este produsă de rotor. Toate pierderile de presiune între aspirație și refulare constituie pierderi "aerodinamice".

Ele cuprind pierderile prin frecare în lungul traseului fluidului între orificiile de aspirație și de refulare și pierderile datorite unor rezistențe locale întâlnite de fluid. Randamentul aerodinamic este raportul între presiunea disponibilă la ieșirea ventilatorului și presiunea produsă de rotor.

b) Pe lângă pierderile de presiune, orice ventilator are pierderi de debit (scăpări) din cauza jocului, obligatoriu, ce există între rotor și stator.

Randamentul volumetric se exprimă prin raportul debitului disponibil la refulare către debitul care traversează rotorul.

c) Pierderile mecanice, care comportă pierderile de putere în paliere, plus pierderile de frecare ale rotorului în fluid micșorează de asemenea randamentul.

Randamentul mecanic se exprimă prin raportul puterii furnizate de rotor față de puterea absorbită de ventilator.

2.6. Nivelul zgomotului

Ventilatoarele sînt aparate foarte zgomotoase. Din ce în ce se cere un nivel de zgomot minimum exprimat în "decibeli" pentru ventilatoare ¹⁾.

3. CURBE CARACTERISTICE

În funcție de debitul pentru o viteză dată și pentru un ventilator determinat, se pot trasa curbele înălțimii manometrice, puterii și randamentului.

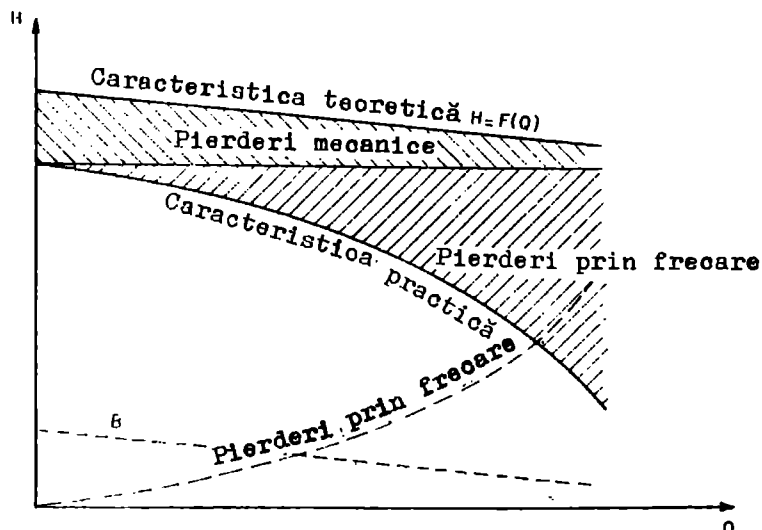


Fig.62

Pentru înălțimea manometrică sînt valabile, în funcție de înclinarea paletelor, aceleași drepturi ca pentru pompe (capitolul III.3 și III.4).

În realitate diferitele pierderi enunțate, pierderi mecanice, pierderi prin frecare, se deduc una din alta și se regăsesc în curba practică reprezentată în fig.62.

1) "decibelul" poate fi definit aproximativ ca fiind diferența de nivel corespunzătoare celor mai mici variații de intensitate acustică perceptibilă de ureche (medie).

Notă: Scăzând pierderile de frecare (curba A) și pierderile mecanice (curba B) din curba caracteristică teoretică se obține caracteristica practică.

Când viteza variază, presiunea, puterea și debitul variază de asemenea după legile enunțate în capitolul pompelor centrifuge (cap. III.4).

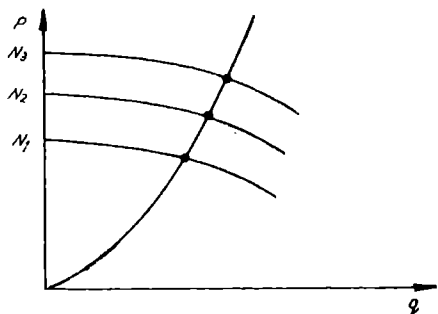


Fig. 63

- Debitul variază cu viteza.
 - Înălțimea manometrică cu pătratul vitezei.
 - Puterea cu cubul vitezei.
- La viteză constantă:
- Debitul variază cu diametrul rotorului;
 - Presiunea variază cu pătratul diametrului rotorului.
 - Puterea variază cu cubul diametrului rotorului.

Figura 63 reprezintă trei curbe presiune debit corespunzătoare vitezelor N_1 - N_2 și N_3 .

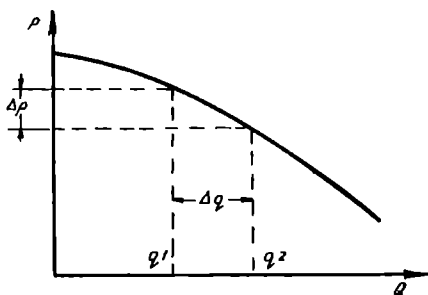
Determinarea caracteristicilor unui ventilator

Un ventilator este definit de o curbă de "presiune-debit" (două mărimi independente). Pentru stabilirea unui proiect trebuie deci determinate debitul și presiunea.

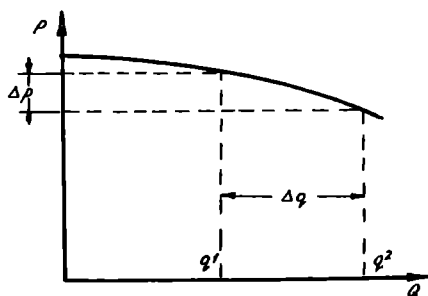
Aceasta din urmă este egală cu suma pierderilor de sarcină în conducte și a presiunii reziduale la extremitatea conductei de refulare.

Forma curbei "presiune debit" (fig. 64)

Se întâmplă să se găsească construite mai multe ventilatoare ale căror caracteristici de debit și de presiune corespund calculului instalației. Aceste diferite aparate nu se disting decât prin diferența de înclinare a curbei caracteristice.



Curbă caracteristică înclinată



Curbă caracteristică plată.

Fig. 64

În particular pot exista curbe plate și curbe înclinate, diferențiate prin faptul că pentru o variație Δp a presiunii, debitul variază puțin (curba înclinată) sau variază considerabil (curba plată).

În instalațiile pentru care există o anumită incertitudine asupra pierderilor de sarcină și în care debitul trebuie asigurat cu precizie, este preferabil să se aleagă o curbă înclinată.

Cuplajul ventilatoarelor

Cuplajul poate fi făcut în două feluri: în serie sau în paralel.

Ventilatoarele sînt cuplate în serie cînd orificiul de refulare al

primului este legat cu orificiul de aspirație al următorului.

Ventilatoarele sînt cuplate în paralel cînd toate orificiile de aspirație sînt legate la aceeași conductă de aspirație și toate orificiile de refulare sînt legate la aceeași conductă de refulare.

1. Cuplaj în serie

Cînd mai multe ventilatoare sînt cuplate în serie, debitul care le

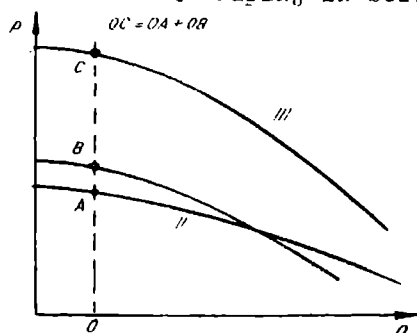


Fig. 65,a

traversează este același și presiunea se adună: - figura 65,a reprezintă curbele caracteristice a două ventilatoare (curbele I și II). Ventilatorul echivalent al acestor două ventilatoare este reprezentat de curba III, obținută adunînd valorile presiunilor din curbele I și II pentru fiecare debit corespunzător. Acest cuplaj necesită anumite precauții, în special este indispensabil de a se asigura că zonele de randament maxim a două ventilatoare coincid, fără care randamentul ansamblului ar fi dezastruos.

2. Cuplaj în paralel

În acest caz, ventilatoarele asociate funcționează sub aceeași presiune, dar debitul lor se adună. Fig. 65,b reprezintă curbele "presiune debit" ale a două ventilatoare (I și II), ca și curba ventilatorului echivalent (III). Curba III este obținută adunînd pentru fiecare presiune debitele fiecărei din ventilatoarele I și II.

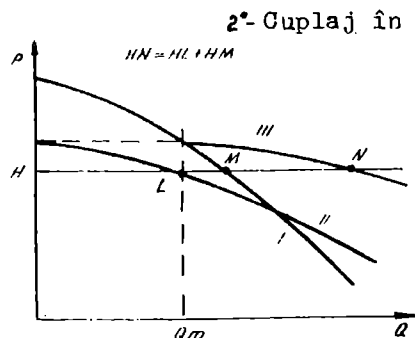


Fig. 65,b

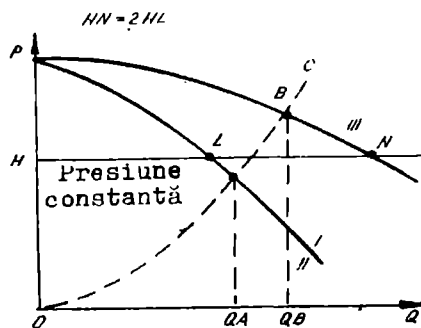


Fig. 65,c

În fig. 65,b se vede că această asociație nu este avantajoasă, deosebit dacă debitul cerut este superior lui Q_m . În adevăr sub această valoare a debitului, ventilatorul I lucrează singur.

Ventilatoarele cuplate în paralel sînt în general identice (fig. 65,c). Este de notat că dacă aceste ventilatoare sînt puse să debiteze pe o instalație dată, debitul va fi dublu.

În adevăr, pierderile de sarcină sînt funcție de debit și sînt reprezentate de parabola OC. Punctul de funcționare va trece de la A la B și debitul de la Q_A la Q_B .

Din contra, dacă se lucrează sub presiune constantă, debitul va fi dublu. (Pentru o presiune dată H, punctul de funcționare trece de la L la N - fig. 65,c).

4. REGLAJUL DEBITULUI

Caracteristicile instalațiilor necesită foarte adesea reglajul debitului ventilatoarelor. Reglajul debitului urmează regulile generale expuse pentru pompe (cap. IV.7).

Debitul poate fi reglat în trei feluri:

a) Prin variația vitezei (de unde variația caracteristicii ventilatorului);

b) Prin variația caracteristicii circuitului (registru cu deschidere variabilă);

c) Prin modificarea înclinării paletelor (ventilatoare cu elice).

a) Prin variația vitezei (fig. 66)

La studiul caracteristicilor s-a văzut că caracteristica "debit-presiune" se deplasează după valoarea vitezei (fig. 63).

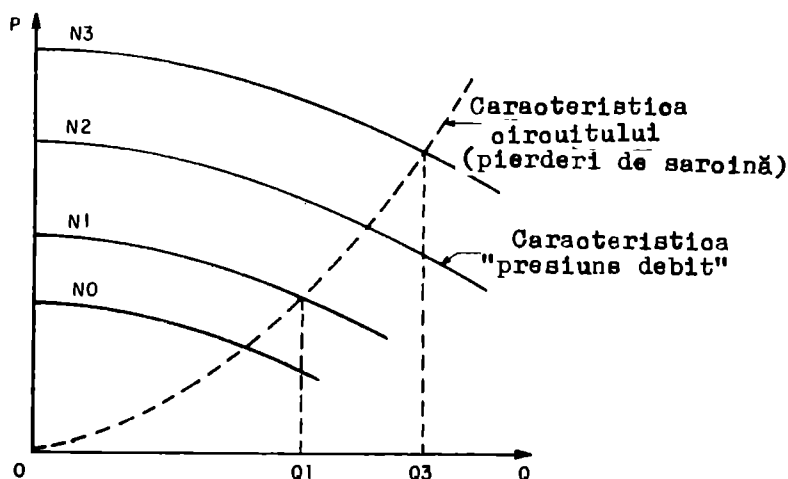


Fig. 66

Este deci posibil să se facă variația debitului acționând asupra vitezei fără a afecta randamentul.

Pentru aceasta se utilizează fie un motor cu viteză variabilă (curent continuu sau un motor asincron cu reostat rotoric) sau un cuplaj hidraulic plasat între rotorul de antrenare și ventilator.

Fig. 66 arată că făcând să varieze viteza de la N_1 la N_3 , debitul variază de la Q_1 la Q_3 . Dacă variația de viteză este continuă de la 0 la N_3 , se poate face să varieze debitul de la 0 la Q_3 .

b) Prin variația caracteristicii circuitului

Dacă ventilatorul se rotește cu viteză constantă, acționând asupra caracteristicii circuitului se poate face să varieze debitul. Fie fig. 67, H_0 punctul de funcționare pentru Q_0 corespunzător randamentului optim al ventilatorului (H_0 punctul de întâlnire a caracteristicii "presiune-debit" și a caracteristicii circuitului).

Dacă vrem să se reducă debitul de la Q_0 la Q_1 se închide un registru în circuit, noua caracteristică a acestuia din urmă devine OH_1 care întâlnește în H_1 curba "presiune-debit" a ventilatorului, debitul este adus la Q_1 . Noul randament va fi mai slab (căci s-a redus debitul, dar mărind

presiunea și pierderile de sarcină ale circuitului).

Dacă s-ar fi utilizat variația vitezei, același debit Q_1 ar fi fost obținut pentru viteza N_1 (inferioară lui N_0), antrenând de asemenea o micșorare a pierderilor de sarcină.

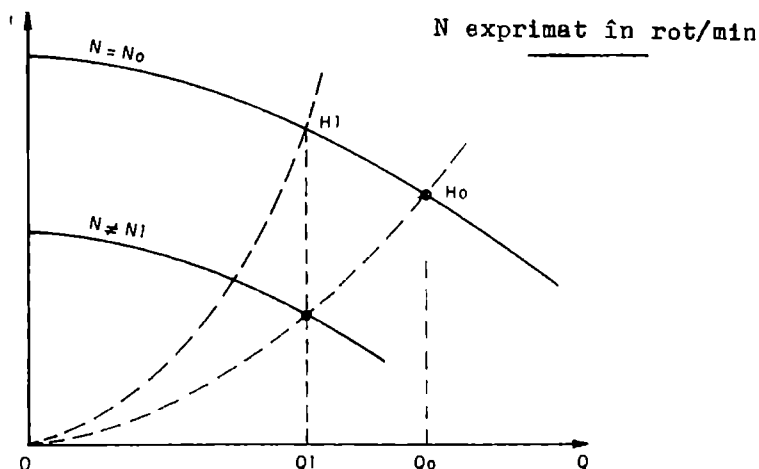


Fig. 67

c) În cazul ventilatoarelor cu elice, se poate realiza reglajul debitului modificând înclinarea paletelor rotorului.

Acest reglaj constă în a face să se rotească paletele ca un singur

bloc în jurul axei lor, ceea ce modifică simultan direcția vitezei relative de intrare $\vec{W}_1$ și direcția vitezei relative $\vec{W}_2$ de ieșire (fig. 68). În triunghiul vitezelor se vede că viteza relativă $\vec{W}$ schimbând direcția, viteza meridiană $\vec{v}_m$ (imaginea debitului) își schimbă de asemenea mărimea.

Debitul este modificat în același sens și în același raport ca variația lui $\vec{v}_m$.

d) Comparația diverselor moduri de reglare

Reglajul debitului obținut prin obturarea parțială a conductei este cel mai puțin rentabil dintre toate.

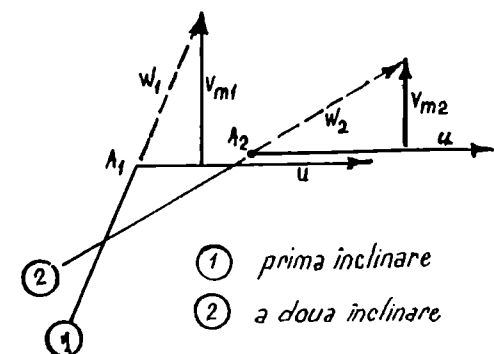


Fig. 68

Intr-adevăr, pierderea de sarcină suplimentară creată de organul de obturare necesită un supliment de putere.

Dispozitivele de reglaj acționând asupra caracteristicilor ventilatorului sînt net mai avantajoase, fie că este vorba de variatoare de viteze sau de dispozitive permițînd să se varieze înclinarea paletelor rotorului.

III. TEHNOLOGIA VENTILATOARELOR

1. ROTORUL VENTILATOARELOR CENTRIFUGALE

Rotorul este organul care transmite fluidului energia furnizată de motor; el este constituit de o roată prevăzută cu palete sau cu aripioare. Sub

acțiunea acestor aripioare, fluidul suferă o creștere de presiune și de viteză. Fluidul este aspirat axial, până la roată: acolo, sub acțiunea forței centrifuge, el este aruncat radial. Spațiile cuprinse între aripioare poartă numele de canale (fig.69).

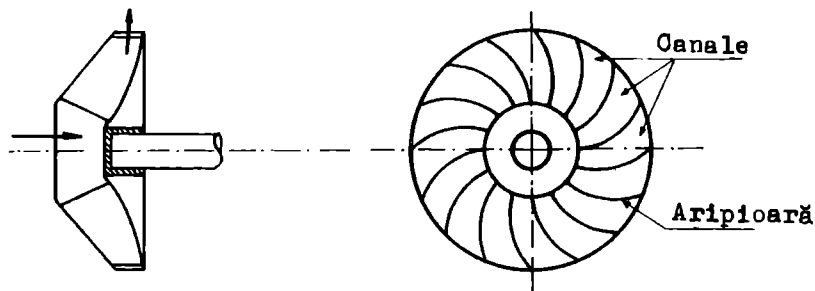
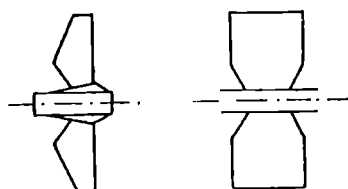


Fig.69. Rotor de ventilator, centrifugal

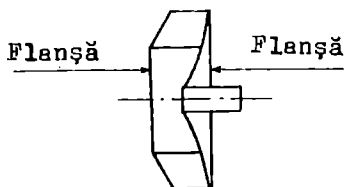
Unghiul format de paletă cu direcția la ieșirea vînei fluide are o influență considerabilă asupra caracteristicilor ventilatoarelor centrifugale.

Ca și pentru pompe, există palete înclinate înapoi, radiale, sau înclinate înainte (cap.III.3 - Pompe).

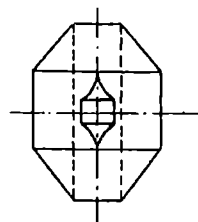
În cazul paletelor înclinate înapoi, canalul este mai lung și se evazează mai puțin rapid (evazările mari riscă



Rotor deschis



Rotor închis cu intrare simplă



Rotor închis cu intrare dublă

Fig.70

să creeze dezlipiri ale vînelor fluide). Paletele înclinate spre față dau o mai mare presiune pentru aceeași viteză tangențială. Dar transformarea energiei cinetice în energie potențială se face cu un randament foarte slab.

Influența numărului de palete

Numărul paletelor influențează asupra presiunii efectiv generate de ventilator. În adevăr, în canale se produc vîrtejuri care absorb ca pură pierdere o parte din energia transmisă fluidului. Pentru a reduce aceste vîrtejuri, constructorii măresc numărul paletelor. Cu toate acestea, dincolo de un anumit număr de palete, pierderile de sarcină interne cresc în proporții mari.

Se notează că creșterea numărului paletelor mărește frecvența zgomotului și micșorează nivelul său.

Tipuri de rotoare centrifuge (fig.70)

Rotoarele centrifuge pot fi clasate în două categorii:

- rotoare închise;
- rotoare deschise.

În rotorul închis, două flanșe laterale ghidează fluidul și suportă paletetele.

Rotorul deschis nu cuprinde flanșe, paletetele nefiind separate de stator decât printr-un joc mic.

2. ROTOR ELICO-CENTRIFUGAL

Fig.71 arată în perspectivă un rotor închis și un rotor deschis elico-centrifugal. Aceste rotoare permit obținerea unor debite superioare celor pe care le pot furniza ventilatoarele centrifugale. În adevăr, acestea din urmă pentru a putea asigura debite mari, pretind roți de înălțime prohibitivă.

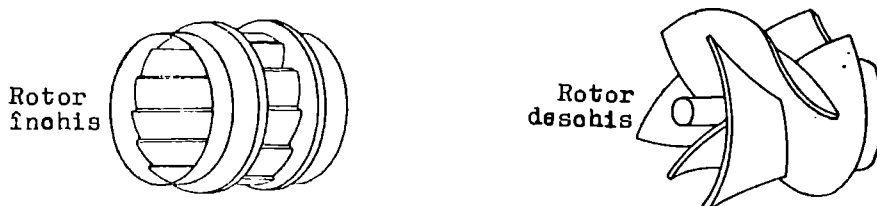


Fig.71

De altă parte, șocurile la atac ale paletetei sînt mai puțin importante și randamentul este mai bun. După trecerea în gura de aspirație, fluidul este ghidat de paletete de formă elicoidală; el iese din rotor perpendicular la axa de rotație sub impulsul paletetelor care spre ieșire ușurează acțiunea forțelor centrifuge.

3. ROTOARE ELICOIDALE

Rotoarele elicoidale sînt constituite din palete de formă elicoidală fixate pe un butuc cilindric.

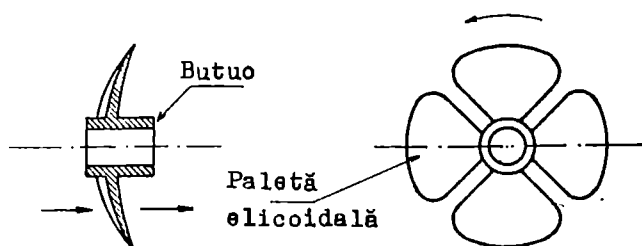


Fig.72. Rotor elicoidal

Extremitatea din amonte a acestui butuc se termină adesea în formă de obuz, în scopul de a reduce pierderile de sarcină. Acest rotor este totdeauna de tip deschis. Particulele de fluid care sosesc axial, în contact cu rotorul păstrează constantă distanța lor față de axă în timpul trecerii lor în canalele mobile (fig.72).

4. COMPARAȚIE ÎNTRE CELE TREI TIPURI DE ROTOR

Cele trei tipuri de rotor descrie corespund unor utilizări diferite. Rotoarele centrifugale sînt utilizate pentru debite mici și presiuni ridicate;

rotoarele elicoide sînt folosi e pentru debite mari și presiuni mici; rotoarele elico-centrifugale au proprietăți intermediare.

5. RECUPERATORUL

Recuperatorul, legat de stator are drept scop să transforme o parte a vitezei fluidului în presiune. Recuperatorul situat între ieșirea rotorului și orificiul de refulare al ventilatorului execută această transformare, reducînd viteza de scurgere a fluidului. Această reducere de viteză se obține lărgind progresiv secțiunea dreaptă a canalelor ghidate, plasate la refularea ventilatorului.

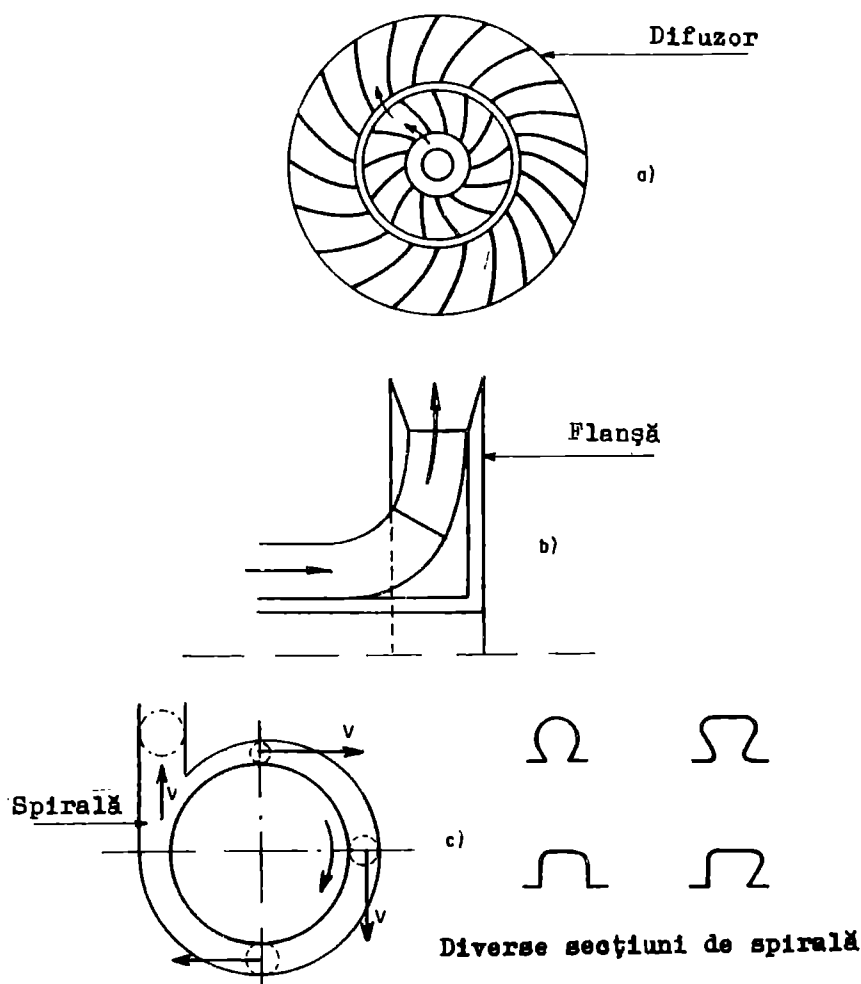


Fig.73

Diferitele tipuri de recuperatoare pentru ventilatoarele centrifugale sînt următoarele:

- Coroană cu aripioare directe (fig.73,a) sau difuzor;
- Coroană fără aripioare (fig.73,b) constituită de flanșa rotorului;
- Spirală (fig.73,c).

6. ETANȘEITATEA

Ventilatoarele pot avea un randament aerodinamic micșorat dacă există scăpări importante ca:

- a) scăpări între presiunea mare și cea joasă;
- b) scăpări între presiunea mare și exterior;
- c) scăpări între exterior și presiunea joasă.

a) Privește etanșeitatea între stator și rotor. Scăpările sînt limitate, permițînd între rotor și stator jocul cel mai redus posibil în comparație cu dimensiunile rotorului.

b) și c) Vizează etanșeitatea statorului în raport cu exteriorul și cu trecerea arborelui.

Pentru etanșeitatea statorului este suficient să se aplice pe suprafața acestor piese demontabile joante adaptate (în general șnur sau bandă de azbeat).

La trecerea arborelui se poate alege între garniturile de etanșare cu labirint și garniturile de etanșare cu contact (presgarnitură). Pe ventilatoarele mari se micșorează la maximum jocul.

7. IMPINGERI ȘI ECHILIBRAJ

Asupra diferitelor părți ale ventilatorului se exercită impingeri.

Acesele forțe se pot clasifica în două categorii:

- impingerea radială;
- impingerea axială.

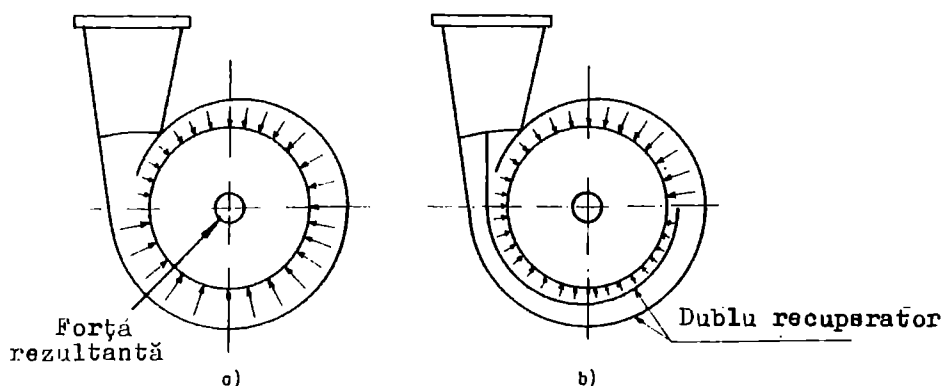


Fig. 74

a) Impingerea radială

Ea poate fi dinamică, mecanică sau aerodinamică.

Dinamică: Rotorul ventilatorului este dezechilibrat din cauza prezenței unei greutateți sau prin uzură neregulată.

Acest dezechilibru se traduce prin vibrațiuni pe palierale ventilatorului.

Rotorul este echilibrat dinamic cînd în rotație el este lipsit de vibrații.

Mecanică: Această împingere poate avea ca origine modul de antrenare (de ex. curelele) sau o proastă aliniere a axei ventilatorului cu cea a motorului de antrenare.

Aerodinamică: Originea acestei împingeri are în general ca sursă recuperatorul. Fenomenul este reprezentat în figura 74,a. Când ventilatorul se învîrtește, presiunea fluidului se exercită pe pereții recuperatorului și pe rotor. Rezultă o forță pe rotor avînd punctul de aplicație pe axa de rotație. În anumite cazuri această împingere poate avea efecte grave și ea poate fi anulată prin dispozitivul reprezentat pe fig.74,b (un dublu recuperator).

b) Împingerea axială

Fenomen identic celui întîlnit la pompele centrifuge. Această împingere axială poate fi compensată în diferite feluri:

- fie cu un rotor cu dublă aspirație; cele două flanșe ale rotorului fiind simetrice, împingerea nu este datorită decât unei diametrii în debitul celor două guri de aspirație. Ea poate fi compensată prin limitatori;
- fie echilibrînd acțiunea forțelor de presiune dînd celor două fețe laterale ale rotorului suprafețe diferite (fig.75,a);
- fie creînd o cameră de echilibrare pusă în comunicație cu aspirația prin orificii de compensație (fig.75,b).

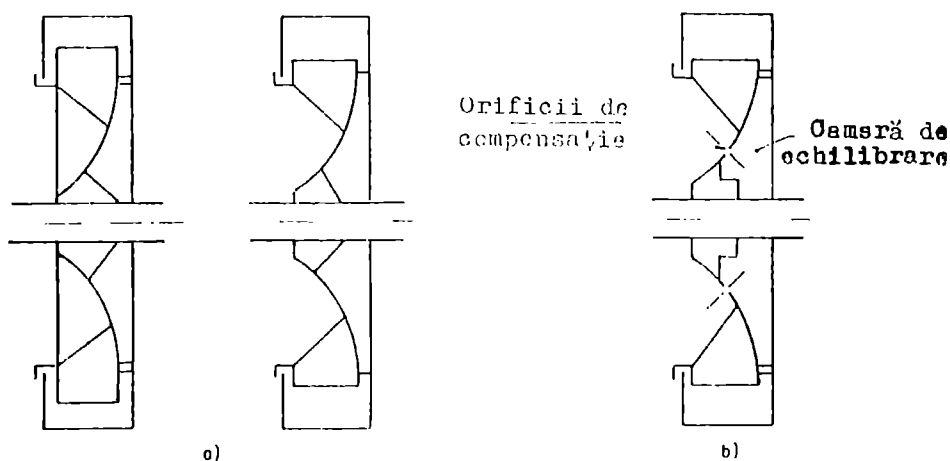


Fig.75. Dispozitive pentru echilibrarea împingerii axiale

8. LAGARE ȘI CUPLAJ

Lagărele sînt paliere cu rulmenți sau paliere cu ouzineți. Pentru ventilatoarele mici se utilizează de preferință paliere cu bile unse pentru o perioadă lungă.

Pentru ventilatoarele de mari dimensiuni, punînd în mișcare gaze calde și încărcate cu pulberi, se înregistrează numeroase incidente la palierelor cu rulmenți.

De notat că în acest caz ventilatorul se dezechilibrează (depuneri de praf și uzură).

De asemenea o proastă dimensionare a palierului liber poate fi originea de eforturi axiale importante.

Cuplajele utilizate sînt în general cuplaje elastice.

9. VENTILATOARE SPECIALE PENTRU GAZE CALDE

Aceste ventilatoare pun oțeva probleme tehnice.

a) Diferitele organe ale ventilatorului nu sīnt supuse la aceeași temperatură; rezultă dilatări neegale care pot duce la deformații. Tevile trebuie

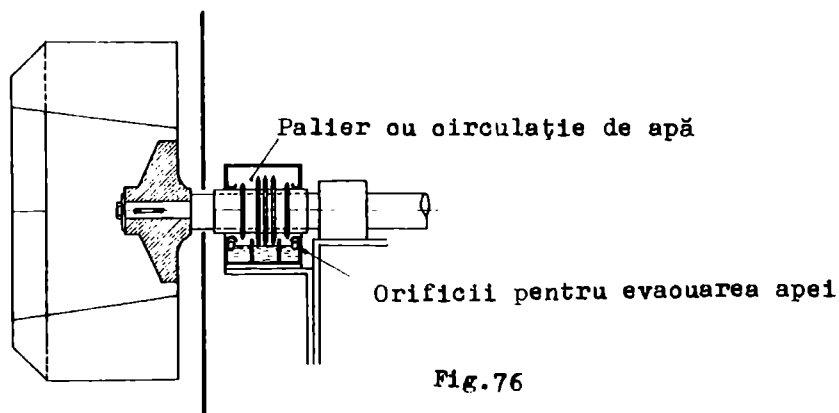


Fig.76

Cutie pentru circulația apei

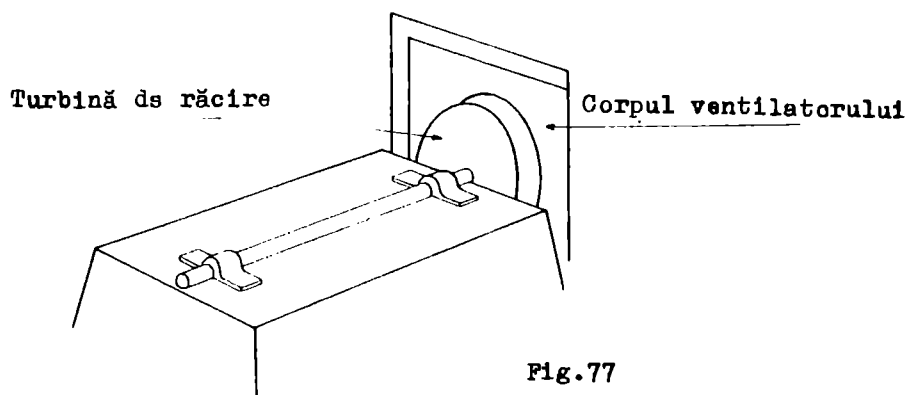


Fig.77

Turbină auxiliară, pentru răcire

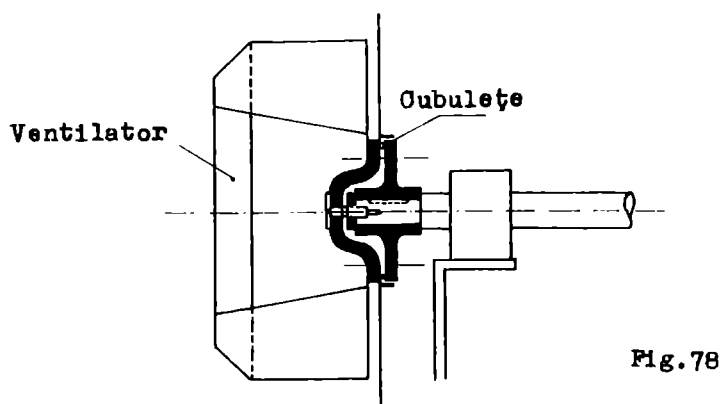


Fig.78

să fie legate de ventilator prin legături glisante sau elastice, care să nu jeneze dilatarea. Trebuie permisă libera dilatare a arborelui utilizind un palier fix și un palier mobil.

b) Alegerea metalelor trebuie să fie corespunzătoare temperaturii gazului aspirat.

c) Palierele se încălzesc prin conductibilitate, prin intermediul arborelui. Pot rezulta accidente grave. Pentru a remedia acest ultim inconvenient pot fi adaptate dispozitivele următoare:

- palier cu circulație de apă de răcire (fig.76);
- turbină auxiliară de răcire (fig.77);
- butuc paratermic care se comportă ca o turbină auxiliară (fig.78).

10. VENTILATOARE SPECIALE PENTRU GAZELE CU PULBERI

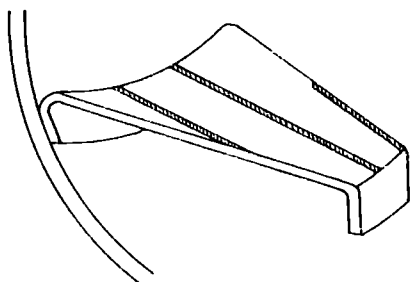
Gazele traversând ventilatoarele de tiraj sau de recirculație, amestecul aer-cărbune impins în ventilatorul exhaustor cuprinde totdeauna o anumită cantitate de pulberi al căror efect abraziv se face simțit și reduce durata materialului.

a) Acțiunea abrazivă asupra rotorului

Sub acțiunea forței centrifuge, pulberile de masă superioară osei a fluidului sînt concentrate în anumite puncte ale paletelor. Foarte repede apare un șanț în disc și găuri în palete.

Aceste uzuri pot fi originea dezechilibrărilor importante care riscă să provoace deteriorarea palierelor (vibrații). Pentru a remedia aceste inconveniente s-a recurs la numeroase procedee:

- utilizarea acoperirii cu metal rezistent la abraziune aplicat pe suprafața paletelor, de ex. prin metalizare (molibden);
- aplicarea cordoanelor de sudură (stelit) perpendiculare pe scurgerea fluidului înărocat cu pulberi, pentru a le dezlipi pe acestea de pe suprafața paletelor (fig.79);

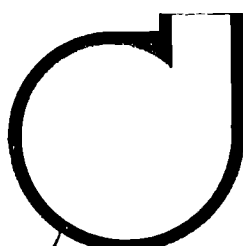


Aplicarea cordoanelor pe palete

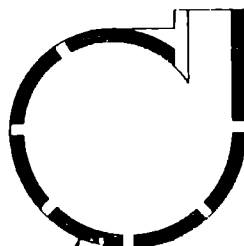
Fig.79

- utilizarea materialelor plastice și a acoperirilor de cauciuc în cazul transportării unui fluid cu temperatură sub 100°C.

Aceste procedee nu elimină uzura, dar permit prelungirea duratei de viață a rotorului.



Acoperire cu ciment



Plăci de uzură amovibile

Fig.80

b) Acțiunea abrazivă asupra statorului

Această piesă fiind fixă, se realizează protecția sa printr-o acoperire cu ciment, fixat de carcasa statorului, pe un suport de metal desfășurat, fie prin piese de uzură intercambiabile (fig.80).

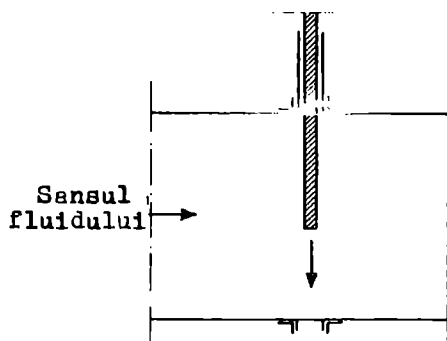
Registrele (fig.81)

Diferitele tipuri de registre utilizate sînt următoarele:

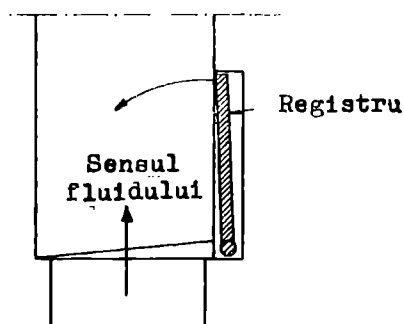
a) Registre plane

Acest tip de registru este destul de răspîndit. El produce o gîtuire a fluxului gazos și introduce o pierdere de sarcină variabilă în funcție de deschiderea sa.

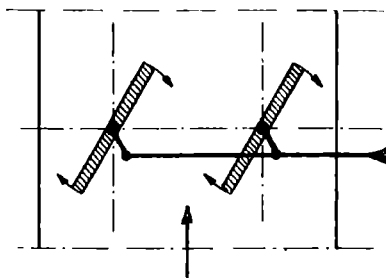
Pierderea de sarcină este sensibil proporțională coborîrii registrului în prima treime a cursei sale; apoi pierderea de sarcină crește foarte repede.



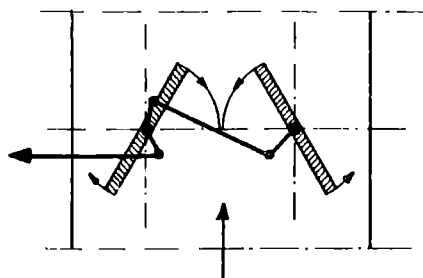
Registru plan



Registru-clapă



Registru variabil cu lame paralele



Registru variabil cu lame opuse

Fig.81

b) Registre-clapă

Un astfel de registru se montează la refularea unui ventilator, din cauză că în poziție deschisă el nu creează un obstacol pentru curentul gazos. Este un registru prin "tot sau nimic", el nu permite efectuarea vreunui reglaj.

c) Registru "fluture" sau cu "lame paralele" (fig.81)

Aceste registre sînt statio echilibrate pentru că acțiunea presiunii fluidului asupra lamei este egală de fiecare parte a axei sale, dar ele nu sînt echilibrate dinamic.

În adevăr unghiul de deschidere produce perturbații în repartiția presiunilor pe lamă și echilibrarea lamelor nu este perfectă.

De altă parte, reglajul este foarte dificil la un unghi de deschidere mai mare de 20 grade.

În acest tip de registru se poate olasa registrul cu "lame opuse" care permite să se creeze o pierdere de sarcină care să nu varieze prea mult cu unghiul de deschidere a lamelor pînă la 55 grade. Astfel gama de reglaj este extinsă.

d) Reglaj prin palete d'rectoare plaseate pe gura de aspirație

Acest dispozitiv reprezentat pe fig.82 permite deplasarea caracteristicii "debit presiune" producind variația unghiului de atac la intrarea paletelor rotorului.

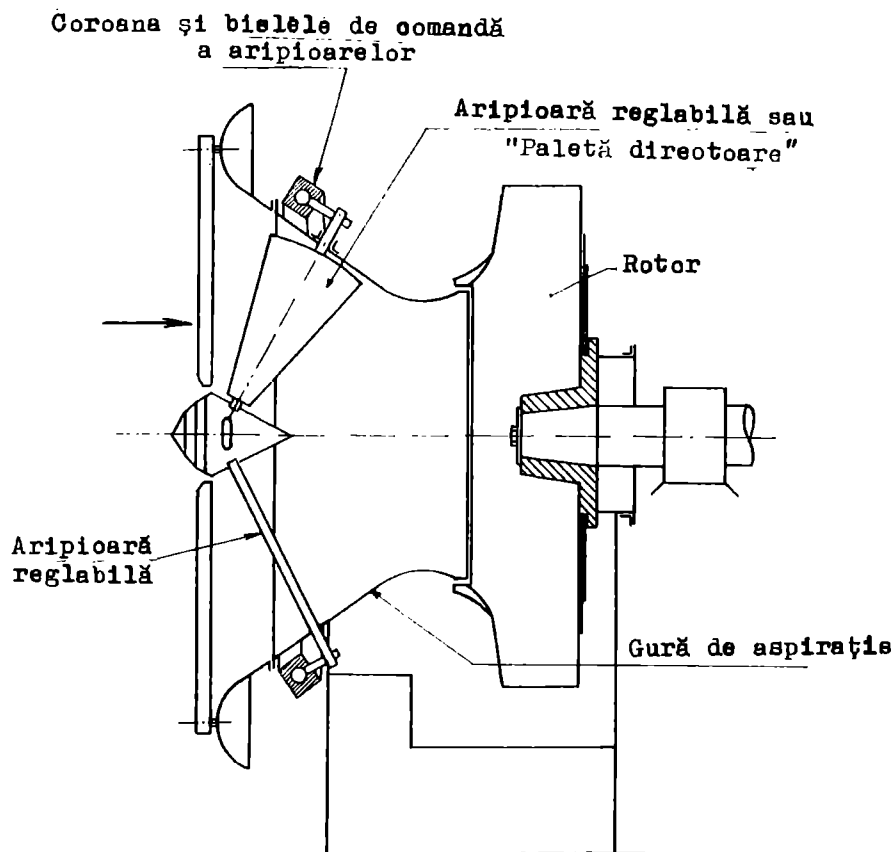


Fig.82. Ventilator de suflaj

Acest registru plasat pe gura de aspirație are ca avantaj de a nu afecta randamentul ventilatorului în proporție prea mare.

Toate paletele directoare sînt legate împreună și se rotesc cu un același unghi sub acțiunea unei comenzi date de un servomotor.

**Redactor carte : Ooralia Dumitrescu
Tehnoredactor : Maria Popovici
Corector : Remica Predoin**